



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA – UFPB  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA



VICTOR ARAÚJO DE LIMA

**ANÁLISE DO DESGASTE SUPERFICIAL PREMATURO SOFRIDO POR  
ENGRENAGENS UTILIZADAS NO ACIONAMENTO DE UMA MOENDA DE  
CANA DE AÇÚCAR**

JOÃO PESSOA

2018

VICTOR ARAÚJO DE LIMA

**ANÁLISE DO DESGASTE SUPERFICIAL PREMATURO SOFRIDO POR  
ENGRENAGENS UTILIZADAS NO ACIONAMENTO DE UMA MOENDA DE  
CANA DE AÇÚCAR**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao  
Curso de Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal da Paraíba como parte dos requisitos  
necessários para obtenção do título de Engenheiro  
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. José Gonçalves de Almeida

JOÃO PESSOA

2018

L732a Lima, Victor Araújo de

Análise do desgaste superficial prematuro sofrido por engrenagens utilizadas no acionamento de uma moenda de cana de açúcar/ Victor Araújo de Lima. – João Pessoa, 2018.

62f. il.:

Orientador: Prof. Dr. José Gonçalves de Almeida.

Monografia (Curso de Graduação em Engenharia Mecânica) Campus I - UFPB / Universidade Federal da Paraíba.

1. Desgaste superficial 2. Dureza superficial 3. Vida útil. I. Título.

BS/CT/UFPB

CDU: 2.ed. 621(043.2)



## AVALIAÇÃO DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO - TCC

### ALUNO:

NOME Victor Araújo de Lima Matrícula 11121764

### TCC:

TÍTULO DO TRABALHO Análise do desgaste superficial prematuro  
causado por engrenagens utilizadas no acionamento de  
uma moinha de cana-de-açúcar

### AVALIAÇÃO

Prof. <u>José Gonçalves de Almeida</u>	<u>[Assinatura]</u>	<u>9,5</u>
Orientador	Rubrica	Nota
Prof. <u>José Moreira da Silva Júnior</u>	<u>[Assinatura]</u>	<u>10,0</u>
Membro	Rubrica	Nota
Prof. <u>Kaji Daniel U. Miotto</u>	<u>[Assinatura]</u>	<u>10,0</u>
Membro	Rubrica	Nota

Média Final: 9,8

João Pessoa, 29 de 05 de 18.

Dedico este trabalho à minha mãe Ana Flávia Sousa Araújo que mesmo distante, sempre foi presente em minha vida tornando possível minha formação tanto pessoal quanto profissional.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente a Deus, por se fazer presente em minha vida, me concedendo toda força e determinação necessária para a conclusão da graduação.

À minha mãe Ana Flávia pelos ensinamentos diários de força, luta e dedicação. Aos meus avós Antônio e Neide e minhas tias Lúcia e Luciana por todo suporte durante minha criação.

À minha namorada Thais Fernandes por todo amor, carinho, paciência e suporte durante todo o tempo em que estamos juntos.

Aos amigos José Moreira e Rodrigo Coutinho pela amizade e parceria para enfrentar as dificuldades da graduação.

Ao meu orientador José Gonçalves de Almeida pela paciência e disposição durante toda a orientação do trabalho, e principalmente pelo incentivo, apoio e confiança.

Aos demais professores do departamento de engenharia mecânica por todos os ensinamentos que contribuíram para minha formação.

À toda equipe técnica da Usina Monte Alegre, em especial à Dra. Marlene pela oportunidade da aplicação prática dos conhecimentos adquiridos durante a graduação. Agradeço também ao consultor Eduardo Valença, aos encarregados Josivaldo Camilo, Francisco Barbosa, Leandro Bezerra e ao químico Jailson Alexandre por todos os ensinamentos profissionais e pessoais, que foram de extrema importância nessa reta final.

Ao engenheiro metalúrgico Carlos Alberto por emprestar o durômetro portátil que foi fundamental para este estudo.

Por fim, agradeço a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação pessoal e profissional.

“Algo só é impossível até que alguém duvide e  
resolva provar o contrário”

(Albert Einstein)

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise do desgaste superficial prematuro sofrido por duas engrenagens de dentes retos fabricadas no ano de 1940 em aço fundido, acionadas por um pinhão de aço forjado SAE 4340 com dureza superficial entre 50 e 54 HRC. Este sistema de transmissão é responsável pelo acionamento de moendas de cana-de-açúcar da Usina Monte Alegre. Dentro do contexto dessa investigação, foi observado que a causa desse desgaste é a baixa resistência superficial das engrenagens em relação à resistência do pinhão, evidenciada por inspeção visual, medição da dureza superficial dos dentes das engrenagens através de um durômetro portátil e pelos cálculos de resistência a fadiga superficial fornecidos pela AGMA (American Gear Manufacturers Association). Desta forma foi possível determinar o número de ciclos que as engrenagens suportam antes que apresentem os 1º sinais de falha, o tempo necessário para realizar estes ciclos, a largura de face necessária para suportar tais níveis de tensão de contato e por último que estas engrenagens não possuem vida útil com nível de segurança recomendado. O estudo conclui pela necessidade de se fazer um tratamento térmico para o endurecimento superficial nos dentes ou seleção adequada de material para as engrenagens, afim de se obter uma resistência superficial compatível com a do pinhão garantindo -se, assim, uma boa vida útil para todo o sistema.

**Palavras-chave:** desgaste superficial, dureza superficial, vida útil.



## **ABSTRACT**

This work presents an analysis of the premature surface wear suffered by two cast iron spur gears manufactured in 1940 driven by a SAE 4340 forged steel pinion with surface hardness between 50 and 54 HRC. This transmission is responsible to active a Monte Alegre sugarcane mill. In this investigation was observed that the cause of the gear wear surface is his low resistance in relation to the pinion's resistance evidenced by visual inspection, gear surface hardness measurement by a portable durometer and surface resistance calculations provided by the American Gear Manufacturers Association (AGMA). In this way it was possible to determine the number of cycles that the gears support before they present the 1st failure signals, the time required to perform these cycles, the required face width to withstand such contact tension and lastly that these gears do not have a recommended safety level. The study concludes that the gears need to make a thermal treatment for the surface hardening in the teeth or appropriate material selection of the gear, in order to obtain a surface resistance compatible to the pinion, ensuring a good life for all system components.

**Key words:** surface wear, surface hardness, service life.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Engrenagens cilíndricas de dentes retos. ....	16
Figura 2.2 - Nomenclatura para dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos. ....	17
Figura 2.3 - Perfis de dente AGMA de profundidade completa.....	19
Figura 2.4 - Falha por fadiga de flexão em engrenagens de dentes retos.....	21
Figura 2.5 - Crateração, lascamento e desintegração do dente.....	22
Figura 2.6 - Cilindros circulares retos em contato.....	23
Figura 3.1 – Sistema de acionamento de moendas por motor e trem de engrenagens. ....	25
Figura 3.2 - Trem de engrenagens. ....	26
Figura 3.3 - Plaqueta de informações do motor elétrico.....	27
Figura 3.4 - Tela de controle dos acionamentos de toda a moenda.....	27
Figura 3.5 - Potência e rotação do motor de acionamento do trem de engrenagens. ....	28
Figura 3.6 - Representação esquemática das engrenagens. ....	29
Figura 3.7 - Dentes das engrenagens 6 e 7 antes da montagem e lapidação. ....	31
Figura 3.8 - Engrenagem 6 após 15 dias de operação. ....	31
Figura 3.9 - Engrenagem 7 após 15 dias de operação. ....	32
Figura 3.10 - Engrenagem 6 após os 179 dias de operação.....	32
Figura 3.11 - Engrenagem 7 após os 179 dias de operação.....	33
Figura 3.12 - Definição das distâncias S e S1 utilizadas na avaliação de Cpm. ....	39
Figura 3.13 - Resistência a fadiga de contato Sc.....	41
Figura 3.14 - Gráfico para a determinação de $Z_N$ .....	42
Figura 3.15 - Durômetro portátil TIME 5100.....	44
Figura 3.16 - Representação esquemática da medição de dureza por rebote. ....	45
Figura 3.17 - Captura de tela do software Excel utilizado para o cálculo das interações. ....	48
Figura 4.1 - Trem de engrenagens protegido quando em operação.....	52
Figura 4.2 - Amostras das verificações de dureza na engrenagem 6.....	54
Figura 4.3 - Amostra da verificação de dureza na engrenagem 7. ....	55

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Elementos básicos das engrenagens.....	18
Tabela 3.1 - Valores médios de potência e rotação do motor. ....	28
Tabela 3.2 - Dados geométricos das engrenagens.....	29
Tabela 3.3 - Valores das relações de transmissão. ....	29
Tabela 3.4 - Cálculo dos torques transmitidos por cada engrenagem. ....	30
Tabela 3.5 - Valores de coeficiente elástico $Z_E$ .....	35
Tabela 3.6 - Fatores de sobrecarga $K_0$ para diversas combinações de acionamento.....	36
Tabela 3.7 - Valores do fator de forma Y de Lewis para ângulo pressão de $20^\circ$ .....	38
Tabela 3.8 - Constates empíricas A, B e C para a equação 3.15. ....	40
Tabela 3.9 - Valores de $Y_Z$ para diferentes valores de confiabilidade. ....	43
Tabela 3.10 - Principais características do dispositivo de impacto tipo D.....	46
Tabela 3.11 - Valores de correção para direções de impacto diferentes. ....	46
Tabela 3.12 - Tabela para conversão de escalas de dureza. ....	47
Tabela 4.1 - Resultados dos fatores modificadores para tensão de contato imposta.....	53
Tabela 4.2 - Resultados das medições de dureza superficial das engrenagens 6 e 7.....	55
Tabela 4.3 - Resultado da conversão HRC-HB.....	56

## LISTA DE SÍMBOLOS

$i$	Relação de transmissão
$D_c$	Diâmetro primitivo da coroa
$d_p$	Diâmetro do pinhão
$n_c$	Rotação da coroa
$n_p$	Rotação do pinhão
$Z_c$	Número de dentes da coroa
$Z_p$	Número de dentes do pinhão
$T_c$	Torque na coroa
$T_p$	Torque no pinhão
$T_m$	Torque do motor
$\sigma_c$	Tensão de contato imposta
$Z_E$	Coefficiente elástico
$W_t$	Força tangencial transmitida
$K_0$	Fator de sobrecarga
$K_v$	Fator dinâmico
$K_s$	Fator de tamanho
$K_H$	Fator de distribuição de carga
$Z_R$	Fator de condição superficial
$F$	Largura de face dos dentes
$Z_I$	Fator geométrico para resistência ao crateramento
$H$	Potência
$\sigma_{c, all}$	Tensão de contato admissível
$S_c$	Limite de resistência a fadiga por contato
$S_{c, corrigido}$	Limite de resistência a fadiga por contato corrigido
$Z_N$	Fator de ciclagem de tensão na vida
$Z_w$	Fator de razão de dureza para resistência ao crateramento
$Y_\theta$	Fator de temperatura
$Y_Z$	Fator de confiabilidade
$S_H$	Fator de segurança AGMA para resistência ao crateramento

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1	Apresentação .....	13
1.2	Objetivo.....	14
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>15</b>
2.1	Engrenagens .....	15
2.2	Nomenclaturas das engrenagens .....	17
2.3	Esforços em dentes de engrenagens .....	19
2.4	Modos de falhas em dentes de engrenagens .....	20
2.4.1	Fadiga causada por tensões de flexão .....	20
2.4.2	Fadiga causada por tensões de contato.....	21
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>25</b>
3.1	Apresentação do sistema .....	25
3.1.1	Dados do sistema.....	27
3.2	Inspeção visual .....	30
3.3	Tensão de contato AGMA .....	33
3.3.1	Coefficiente elástico [ $Z_E$ ] .....	35
3.3.2	Fator de sobrecarga [ $K_0$ ].....	35
3.3.3	Fator dinâmico [ $K_v$ ].....	36
3.3.4	Fator de tamanho [ $K_s$ ].....	37
3.3.5	Fator de distribuição de carga [ $K_H$ ].....	38
3.3.6	Fator de condição superficial [ $Z_R$ ] .....	40
3.3.7	Fator geométrico para resistência ao crateramento [ $Z_I$ ] .....	40
3.3.8	Limite de resistência a fadiga por contato [ $S_c$ ] .....	41
3.3.9	Fator de ciclagem de tensão [ $Z_N$ ].....	42
3.3.10	Fator de razão de dureza [ $Z_w$ ] .....	42
3.3.11	Fator de temperatura [ $Y_0$ ] .....	43
3.3.12	Fator de confiabilidade [ $Y_Z$ ] .....	43
3.3.13	Fator de segurança AGMA contra falha por crateramento [ $S_H$ ].....	43
3.4	Medição de dureza .....	44
3.4.1	Método de medição de dureza por rebote .....	44
3.4.2	Procedimento de medição .....	47
3.5	Correções para o aumento da vida útil.....	48

<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>49</b>
4.1	Tensão de contato imposta $\sigma_c$ .....	49
4.1.1	Cálculo do coeficiente elástico $Z_E$ .....	49
4.1.2	Determinação do fator de sobrecarga $K_0$ .....	49
4.1.3	Cálculo do fator dinâmico $K_v$ .....	50
4.1.4	Cálculo do fator de tamanho $K_s$ .....	50
4.1.5	Cálculo do fator de distribuição de carga $K_H$ .....	51
4.1.6	Determinação do fator de condição superficial $Z_R$ .....	52
4.1.7	Cálculo do fator geométrico para resistência ao crateramento $Z_L$ .....	53
4.1.8	Cálculo da tensão de contato imposta.....	53
4.2	Resultados da medição de dureza.....	54
4.3	Cálculo limite de resistência a fadiga por contato $S_c$ .....	56
4.4	Limite de resistência a fadiga por contato corrigido .....	56
4.4.1	Cálculo do fator de ciclagem $Z_N$ .....	57
4.4.2	Cálculo do fator de razão de dureza $Z_w$ .....	57
4.4.3	Cálculo do fator de temperatura $Y_\theta$ .....	57
4.4.4	Cálculo do fator de confiabilidade $Y_Z$ .....	57
4.4.5	Cálculo do limite de resistência a fadiga por contato corrigido .....	57
4.4.6	Cálculo do fator de segurança $S_H$ associado a transmissão em questão .....	58
4.5	Tempo necessário para o início do desgaste .....	58
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>60</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>61</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Apresentação

A grande maioria das engrenagens, submetidas a cargas elevadas, são fabricadas em materiais ferrosos que possuem elevados limites de resistência à fadiga por flexão, obtendo-se assim uma vida infinita para cargas desse tipo. Por outro lado, esses mesmos materiais não possuem um limite de resistência à fadiga para tensões repetidas de contato, sendo esperado que mais cedo ou mais tarde falhem por mecanismos de desgaste, sendo a crateração o modo mais comum, embora também possa ocorrer desgaste por abrasão e adesão. (NORTON, 2013)

Dentro desse contexto, foi feito um acompanhamento de parte de um sistema de engrenagens responsável pelo acionamento de duas moendas de uma usina de cana-de-açúcar, acopladas a um pinhão de aço SAE 4340 forjado e endurecido superficialmente por indução. As engrenagens foram fabricadas de aço fundido no ano de 1940 (sem nenhuma informação sobre tratamento ou dureza), enquanto o pinhão, fabricado em 2017, apresentava uma dureza entre 50 e 54 HRC. Esta análise iniciou-se com algumas inspeções visuais dos dentes de cada engrenagem, onde foi constatado após os primeiros 15 dias de operação o aparecimento de pequenas crateras (pitting) ao longo de toda a face de contato dos dentes, comprovando assim a suspeita de baixa resistência superficial das engrenagens em relação ao pinhão.

No transcorrer deste trabalho foram realizadas medições de dureza superficial dos dentes das engrenagens utilizando-se um durômetro portátil de marca Time High Technology, modelo TIME 5100 e escala de dureza Leeb (HLD), mas também faz a conversão para as escalas HV, HB, HRC, HRB e HS, afim de tornar possível a determinação de suas respectivas tensões máximas admissíveis de contato através dos cálculos de resistência ao crateramento desenvolvidas e fornecidos pela Associação Americana dos Fabricante de Engrenagens (AGMA - American Gear Manufacturers Association).

Dessa forma foi possível determinar a tensão de contato atuante na transmissão, o número de ciclos até o início do desgaste, a potência máxima a ser transmitida, o valor de largura de face e módulo necessários para que as engrenagens pudessem suportar tais tensões. Ficou evidenciado que o tempo necessário para o início do crateramento dos dentes dessas engrenagens é muito pequeno necessitando-se, pois, de um tratamento térmico ou termoquímico nos dentes para um aumento da dureza superficial, ou uma nova seleção de material para que as engrenagens tenham resistência ao contato compatível com o pinhão, obtendo-se assim uma vida útil apropriada e com fator de segurança de acordo com as especificações da AGMA.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo Geral**

O presente trabalho tem como objetivo geral analisar o desgaste prematuro de crateração (pitting) sofrido por engrenagens de dentes retos, responsáveis pelo acionamento de duas moendas de cana-de-açúcar. prematuro de crateração (pitting) sofrido por engrenagens de dentes retos, responsáveis pelo acionamento de duas moendas de cana-de-açúcar.

### **1.2.2 Objetivo Específico**

Investigar e comprovar a causa do desgaste através de medição de dureza e cálculos de resistência à fadiga superficial.



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será abordado todo o conhecimento teórico necessário para a compreensão e execução da análise de fadiga superficial realizada por este trabalho, desde a definição de engrenagens aos cálculos de resistência a fadiga superficial em dentes de engrenagens fornecidos pela AGMA.

### 2.1 Engrenagens

As engrenagens são elementos de máquinas constituídos por cilindros ou rodas dentadas que permitem transmitir a potência de um eixo para outro por meio do contato sucessivo entre os dentes, podendo aumentar ou reduzir as variáveis da transmissão, como por exemplo a velocidade de rotação e, principalmente, o torque. Sendo um meio econômico de transmissão, principalmente se os níveis de potência, torque e precisão são elevados. (MARTINEZ, 2011)

Estes elementos de máquinas são um dos mais antigos criados pela humanidade. Seus primeiros registros históricos datam de 1000 a.C., porém suas primeiras descrições escritas foram feitas por Aristóteles no século 4 a.C.. (IBR REDUTORES, 2016)

Para que possa ocorrer a transmissão de movimento e potência, é necessário que se tenha no mínimo duas engrenagens em contato, sendo a menor delas chamada de pinhão e a maior de coroa. Onde uma é acoplada no eixo de uma fonte de energia (motor elétrico ou de combustão interna) e a outra num eixo situado a uma certa distância, onde se necessita realizar algum trabalho. Sendo assim a engrenagem conectada a fonte energia chamada de motora e a outra chamada de movida. Se o sistema é formado por mais que um par de engrenagens, este denomina-se de trem de engrenagens. (MARTINEZ, 2011)

Existem diversos tipos de engrenagens, caracterizados pela disposição de seus dentes, sendo os principais:

- Engrenagens cilíndricas de dentes retos;
- Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais;
- Engrenagens cônicas de dentes retos;
- Engrenagens cônicas de dentes helicoidais.

Dentre estes tipos, o mais comumente utilizado (e o abordado neste trabalho) é o cilíndrico de dentes retos, principalmente em baixa rotação devido ao nível de ruído que produz. Nestas engrenagens os dentes são dispostos paralelamente entre si e em relação ao eixo em que esta é montada, como é mostrado na Figura 2.1.

**Figura 2.1 - Engrenagens cilíndricas de dentes retos.**



Fonte: Página da Mecânica Fresadora Paulista Ltda<sup>1</sup>.

Nestes sistemas a variação de velocidade de rotação e torque é determinada pela razão dos diâmetros primitivos ou do número de dentes que cada engrenagem possui. Uma diminuição da rotação gera um aumento, na mesma proporção, do torque transmitido. Sendo assim, em qualquer par de engrenagens, a maior delas sempre terá uma rotação menor e transmitirá um torque maior.

O movimento entre os dentes é processado de tal forma que no diâmetro primitivo, não ocorre deslizamento, existindo apenas rolamento. Nas demais partes da face do dente, existem ações de deslizamento e rolamento. (KODA, 2009)

Desta forma, fica claro que a relação de transmissão é um parâmetro de suma importância de uma transmissão feitas por engrenagens, pois este é responsável por determinar se a transmissão é do tipo redutora ou amplificadora. Para qualquer que seja o tipo de engrenagem a relação de transmissão é dada pela Equação 2.1.

$$i = \frac{D_c}{d_p} = \frac{Z_c}{Z_p} = \frac{n_c}{n_p} = \frac{T_c}{T_p} \quad (2.1)$$

onde:

$D_c$  = diâmetro primitivo da coroa;

$n_c$  = rotação da coroa;

$d_p$  = diâmetro do pinhão;

$n_p$  = rotação do pinhão;

$Z_c$  = número de dentes da coroa;

$T_c$  = torque na coroa;

$Z_p$  = número de dentes do pinhão;

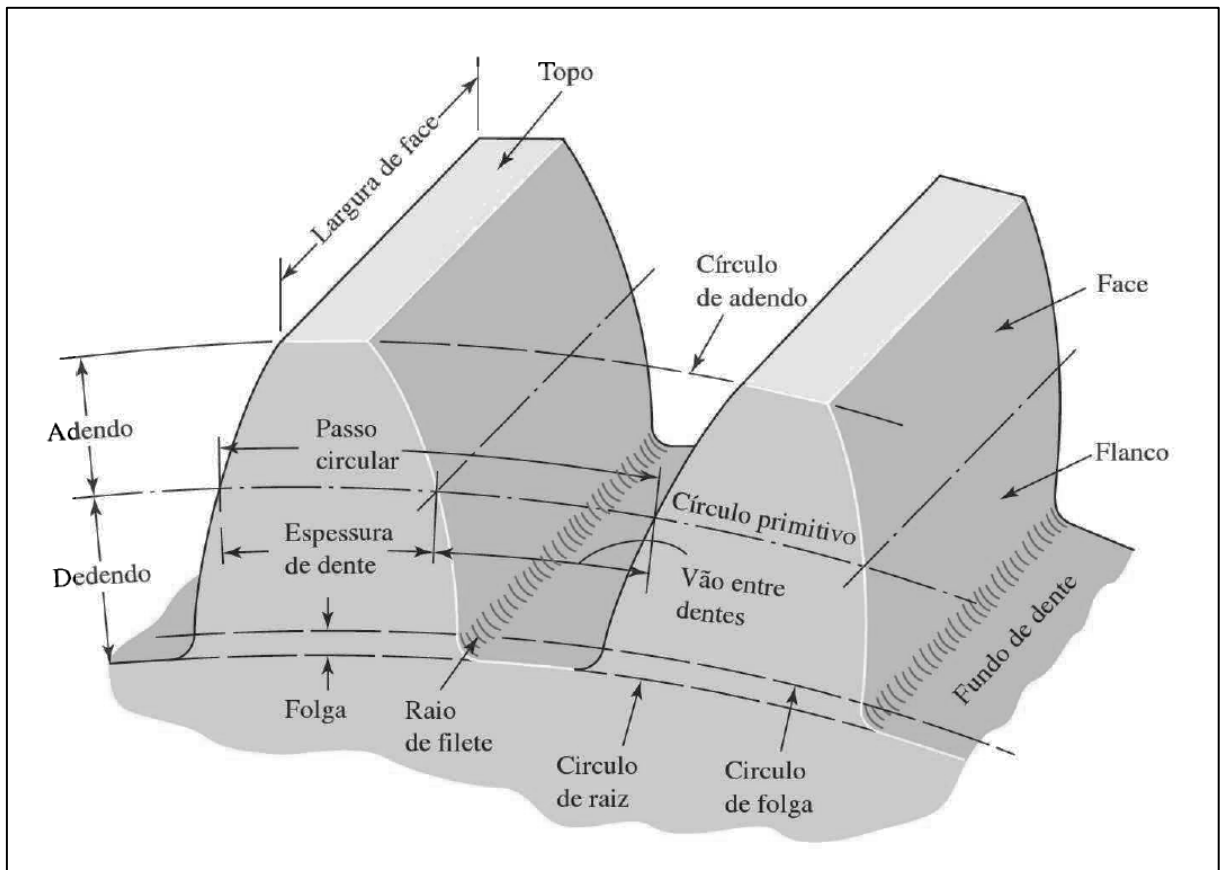
$T_p$  = torque no pinhão.

<sup>1</sup> Disponível em: <<http://www.frezadorapaulista.com.br/engrenagensdentesretos.asp>> Acesso em mar. 2018.

## 2.2 Nomenclaturas das engrenagens

Esta seção tem o objetivo de apresentar alguns dos termos utilizados na indústria de engrenagens, descrevendo assim a geometria das mesmas. A Figura 2.2 mostra de forma esquemática a nomenclatura dos elementos construtivos dos dentes de uma engrenagem de dentes retos, porém essas nomenclaturas são as mesmas para qualquer tipo de engrenagem.

**Figura 2.2 - Nomenclatura para dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos.**



Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008).

É possível notar que apenas os elementos mais comuns são apresentados na Figura 2.2. Dessa forma, na Tabela 2.1 são definidos alguns elementos básicos utilizados para este trabalho, assim como suas simbologias, significados e cálculos. As informações mais detalhadas sobre a nomenclatura de todos os elementos de engrenagens podem ser facilmente encontradas em diversas normas publicadas pela AGMA, especialmente na AGMA 1012-F90, "Gear Nomenclature, Definitions of Terms with Symbols".

**Tabela 2.1 - Elementos básicos das engrenagens.**

<b>Simbologia<sup>a</sup></b>	<b>Significado</b>	<b>Definição<sup>b</sup></b>	<b>Cálculos<sup>c</sup></b>
m	Módulo	O módulo é a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes. É dado em milímetro. O módulo é o índice de tamanho do dente.	$m = \frac{Z}{D_p}$
$D_p$	Diâmetro primitivo	É um círculo teórico sobre o qual o contato entre os dentes ocorre, e também é utilizado geralmente como base de todos os cálculos.	$D_p = mZ$
p	Passo circular	É a distância, medida sobre o círculo primitivo, do ponto de um dente ao correspondente ponto no dente adjacente (ver Figura 2.2).	_____
$D_e$	Diâmetro externo	É a maior medida do diâmetro da engrenagem, feita a partir do topo dos dentes.	$D_e = D_p + 2a$
$D_i$	Diâmetro interno ou de raiz	É a menor medida do diâmetro da engrenagem, feita a partir da raiz dos dentes.	$D_i = D_p - 2b$
a	Adendo	É a distância radial entre o círculo primitivo e o topo do dente.	$a = m$
b	Dedendo	É a distância radial entre o círculo primitivo e o fundo do dente.	$b = 1,25m$
h	Altura do dente	É a soma total entre o dedendo e adendo.	$h = a + b$
e	Espessura do dente	É a medida entre dois pontos extremos do dente, feita sobre o círculo primitivo.	_____
V	Vão do dente	É o espaço entre dois dentes consecutivos. Não é a mesma medida da espessura.	_____
$\alpha$	Ângulo de pressão	É o ângulo formado pela linha de pressão nos dentes (tangente aos círculos primitivos do pinhão e coroa) e a horizontal.	_____
F	Largura de face	A largura de face do dente é medida ao longo do eixo da engrenagem.	_____

Fonte: Adaptado de Pezzano e Klein, 1957

<sup>a</sup> Foram feitas algumas alterações na simbologia utilizada neste trabalho, afim de facilitar o entendimento.

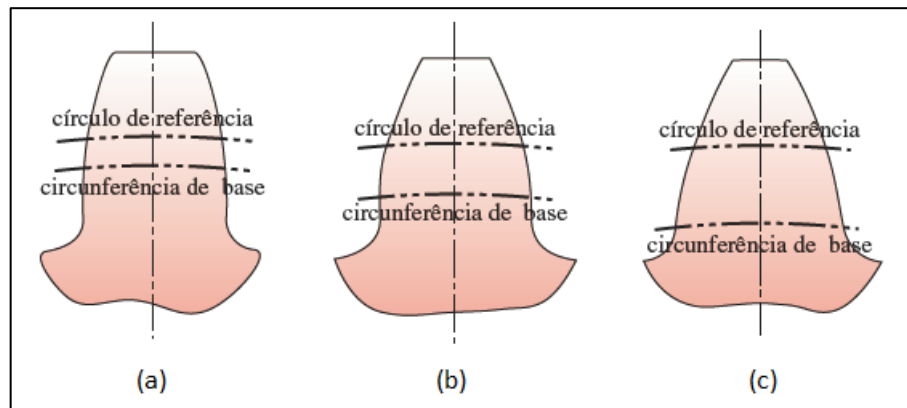
<sup>b</sup> Todas as definições foram encontradas em: SHIGLEY, J. MISCHKE, C. Uma visão geral sobre engrenagens. In: \_\_\_\_\_. Projeto de engenharia mecânica. 7.ed. PORTO ALEGRE: Bookman, 2008. cap 13.

<sup>c</sup> Todos os cálculos foram encontrados em: SHIGLEY, J. MISCHKE, C. Uma visão geral sobre engrenagens. In: \_\_\_\_\_. Projeto de engenharia mecânica. 7.ed. PORTO ALEGRE: Bookman, 2008. cap 13.

A largura de face não é um parâmetro padronizado, porém recomenda-se que esta tenha um valor que esteja dentro de uma faixa de 8 a 16 vezes o módulo da engrenagem. Quanto maior for a largura de face, mais difícil de fabricar o dente e de montar a engrenagem, porém maior será a resistência do dente. (NORTON, 2013)

O ângulo de pressão possui valores padronizados de 20° e de 25°, embora um ângulo de 14,5° já ter sido utilizado no passado. A Figura 2.3 mostra a diferença entre os perfis dos dentes para cada ângulo de pressão.

**Figura 2.3 - Perfis de dente AGMA de profundidade completa para (a) 14,5°, (b) 20° e (c) 25°.**



Fonte: (NORTON, 2013).

### 2.3 Esforços em dentes de engrenagens

Para que haja transmissão de movimento de uma engrenagem para outra, é necessário que a engrenagem motora exerça uma força sobre a engrenagem movida. Esta força é aplicada sobre o círculo primitivo, na direção da linha de pressão e no sentido do movimento da engrenagem motora. Porém esta força possui duas componentes, uma radial e uma tangencial, sendo esta última a componente útil para a transmissão de torque e potência, pois a componente radial não transmite potência. (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

Segundo NORTON (2013), é possível relacionar a componente tangencial (chamada de  $W_t$  neste trabalho) com o torque transmitido pelo sistema utilizando a definição básica de torque, ou seja, multiplicar a força aplicada pela distância de certo um ponto de referência. Aplicando esse conceito em engrenagens temos que a força aplicada será o próprio  $W_t$  e o ponto de referência adotado é o centro da engrenagem, logo a distância do ponto de aplicação da força (ponto primitivo) até o ponto de referência será a metade do diâmetro primitivo da engrenagem. Obtemos assim a Equação 2.2, que relaciona a força tangencial com o torque transmitido.

$$W_t = \frac{T}{D_p/2} = \frac{2T}{D_p} \quad (2.2)$$

Segundo SHIGLEY e MISCHKE (2008) também é possível relacionar a componente  $W_t$  com a potência e a velocidade angular transmitidas. Resolvendo a Equação 2.2 para o torque, e aplicando o conhecimento de que a potência de máquinas rotativas é dada pela multiplicação do torque pela velocidade angular temos que:

$$H = T\omega = \frac{W_t D_p}{2} \omega \quad (2.3)$$

Onde:

$H$  = Potência fornecida ao sistema [kW];

$T$  = Torque transmitido [N.m];

$\omega$  = Velocidade angular [rad/s].

Dessa forma, conhecendo a potência fornecida ao sistema e sua velocidade de rotação, é possível determinar o torque e a força transmitida em cada par de engrenagens.

Esses esforços ocorrem de maneira repetitiva em cada dente das engrenagens, ou seja, cada par de dentes é submetido a esta força uma vez a cada volta das engrenagens, classificando esses esforços como cíclicos. Dessa forma é preciso que as engrenagens tenham resistência à fadiga suficiente para suportar os altos níveis de tensão ao qual estas estão submetidas.

## **2.4 Modos de falhas em dentes de engrenagens**

Existem dois modos de falha que podem acontecer em dentes de engrenagens: a fratura por fadiga causada pelas tensões repetidas na raiz do dente e a fadiga superficial (crateração) das superfícies dos dentes. Sendo que toda engrenagem deve ser projetada de modo a prevenir ambos. (NORTON, 2013)

Ainda segundo NORTON (2013), as engrenagens que são submetidas a cargas elevadas são feitas em materiais ferrosos que possuem alto limite de resistência à fadiga por flexão, podendo-se assim obter uma vida infinita para este tipo de carregamento. Por outro lado, este mesmo tipo de material não possui um elevado nível de resistência à fadiga para tensões repetidas de contato na superfície.

### **2.4.1 Fadiga causada por tensões de flexão**

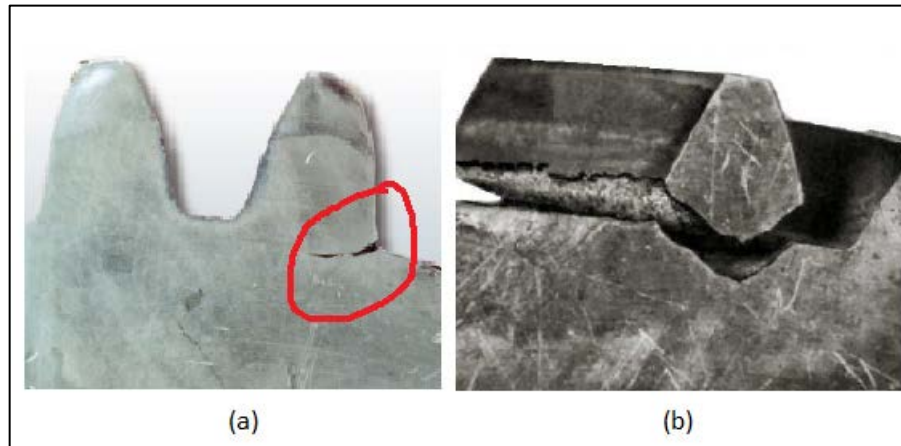
As falhas por fadiga de flexão são de natureza progressiva e resultam da propagação de trincas provocadas por tensões induzidas que ultrapassam o valor do limite de resistência à fadiga do material. Estas trincas, por sua vez, são provocadas por imperfeições na superfície da raiz do dente (geralmente marcas de usinagem) ou por impurezas não metálicas presentes próximas à superfície. (MARTINEZ, 2011)

A propagação destas trincas também pode ser causada por sobrecargas inesperadas nas engrenagens e por tensões cisalhantes subsuperficiais, neste último caso a trinca forma-se no interior do material, na maioria das vezes devido a pequenos defeitos na estrutura metalúrgica do material.

Outros fatores que podem dar início a ocorrência de trincas são o mal dimensionamento das engrenagens, defeitos no perfil dos dentes (o que causa uma má distribuição de carga ao longo do dente), ou ainda erro no alinhamento entre os dentes das engrenagens. Na Figura 2.4

é possível ver o início de uma trinca, e o colapso total do dente após a propagação completa da trinca na raiz do dente.

**Figura 2.4 - Falha por fadiga de flexão em engrenagens de dentes retos. (a) Propagação da trinca; (b) Ruptura total do dente.**



Fonte: (MARAT-MENDES, 2012)

#### 2.4.2 Fadiga causada por tensões de contato

A falha em dentes de engrenagens causada por tensões de contato é caracterizada pelo desgaste da face dos dentes em contato. Esse desgaste pode ser descrito em cinco categorias distintas, são elas:

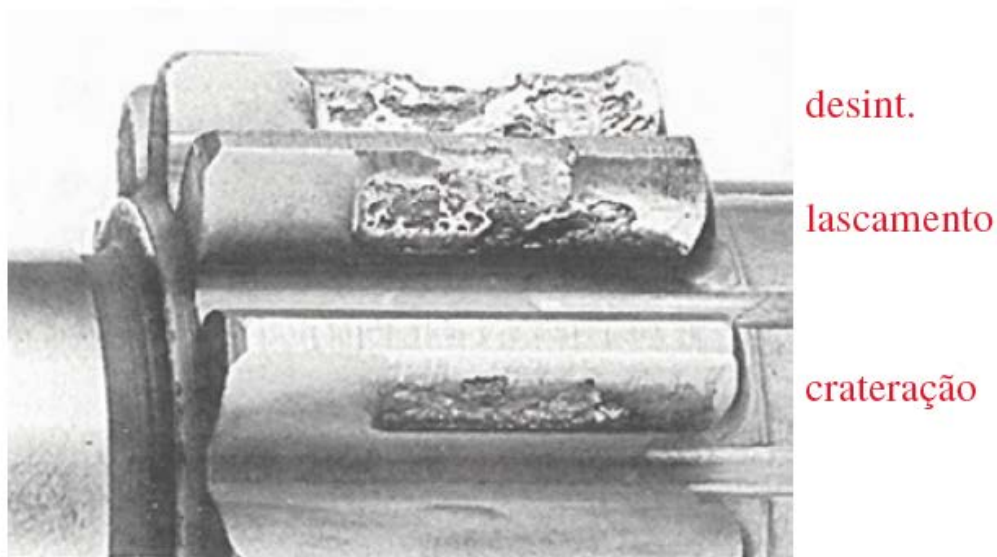
- **Desgaste por abrasão:** ocorre quando dois materiais de dureza diferente deslizam um sobre o outro ou quando existe partículas duras entre duas superfícies em contato;
- **Desgaste por adesão:** ocorre devido a interação dos átomos de duas superfícies (limpas) que são pressionadas uma contra a outra;
- **Desgaste por erosão:** ocorre quando há perda de material de uma superfície devido a interação mecânica entre esta e um fluido;
- **Desgaste por corrosão:** ocorre devido a reação da superfície com o meio ao qual está exposta, como por exemplo a oxidação de vários metais;
- **Fadiga superficial:** ocorre devido à combinação de movimento deslizante e de rolamento entre duas superfícies, sendo este tipo de falha o mais comum em dentes de engrenagens, rolamentos, cames, etc.

Quando duas superfícies rolam e deslizam uma contra a outra com um determinado carregamento, poderá ocorrer falha por fadiga superficial (crateramento) após um certo número de ciclos de operação. Os fatores que influenciam a resistência do material a esse tipo de falhas são vários, sendo os principais, as tensões de Hertz, o número de ciclos ao qual as superfícies

serão submetidas, o acabamento superficial, a dureza, o grau de lubrificação e a temperatura de operação. (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

Uma tensão de cisalhamento máxima ocorre ligeiramente abaixo da superfície, quando duas superfícies são pressionadas uma contra a outra. Ao atingir esse valor máximo, essa tensão rapidamente se propaga para a superfície formando o crateramento (pitting). Com a permanência desse contato entre as superfícies, o crateramento cresce, transformando-se em lascas e por fim causando a desintegração do dente, como pode ser visto na Figura 2.5 abaixo.

**Figura 2.5 - Crateração, lascamento e desintegração do dente da engrenagem devido à fadiga superficial.**

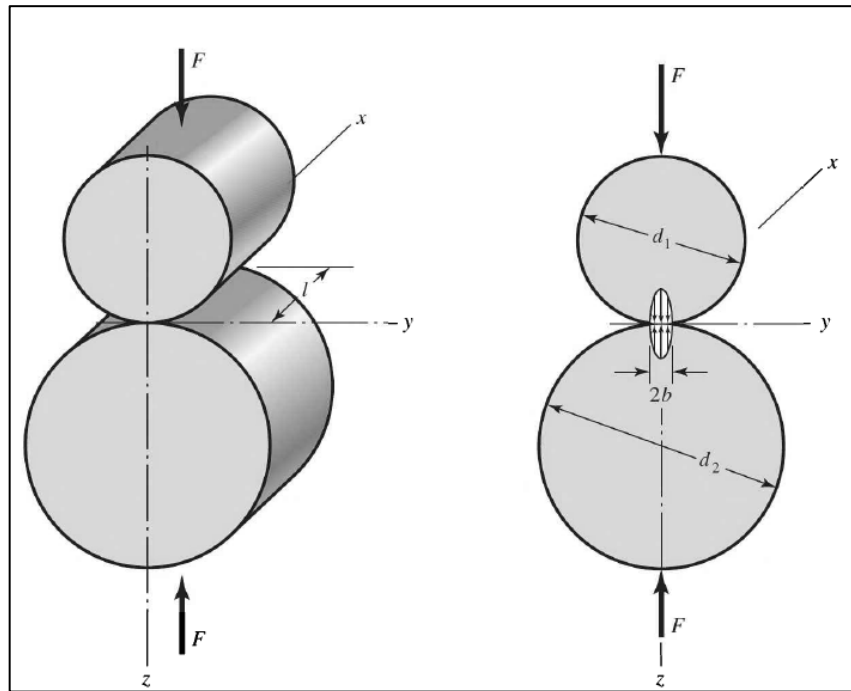


Fonte: (NORTON, 2013)

Para que se tornasse possível e prático o estudo da fadiga superficial em dentes de engrenagens, os especialistas e estudiosos descrevem o contato entre os dentes como o contato entre dois cilindros, tornando fácil a aplicação da teoria de Hertz para a obtenção de uma expressão para a tensão de contato superficial entre os dentes de um par de engrenagens, fazendo para isso apenas algumas modificações para as notações utilizadas com engrenagens. Na figura 2.6 é mostrado dois cilindros em contato com ação de uma força, a partir do qual é desenvolvida a teoria de Hertz e aplicado no contato entre dentes de engrenagens.



**Figura 2.6 - Cilindros circulares retos em contato por ação de uma força uniformemente distribuída ao longo de todo o comprimento do cilindro.**



Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008).

Quando os cilindros são pressionados um contra o outro, forma-se uma região de contato entre eles. Aplicando a teoria de Hertz para contato cilíndrico obtém-se que a máxima pressão superficial entre os cilindros é dada por:

$$p_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (2.4)$$

Onde:

$p_{\text{máx}}$  = pressão superficial máxima;

$F$  = força que comprime os cilindros;

$l$  = comprimento dos cilindros;

$b$  = semilargura da área de contato.

A semilargura  $b$  é determinada através de cálculos que levam em consideração a deformação sofrida pelos cilindros devido a aplicação da força, e é calculada através da Equação 2.5 a seguir.

$$b = \left\{ \frac{2F}{\pi l} \frac{[(1 - \nu_1^2)/E_1] + [(1 - \nu_2^2)/E_2]}{(1/d_1) + (1/d_2)} \right\}^{1/2} \quad (2.5)$$

Em que  $\nu_1$ ,  $\nu_2$ ,  $E_1$  e  $E_2$  são constantes elásticas dos materiais dos cilindros em contato.

Fazendo então as devidas adaptações para a notação utilizada com engrenagens, podemos substituir a força  $F$  por  $W_t/\cos\alpha$ ,  $d$  por  $2r$ , comprimento  $l$  dos cilindros pela largura de face  $F$  e  $p_{\text{máx}}$  por  $\sigma_c$ . Dessa forma a tensão hertziana para o contato dos dentes de um par de engrenagens é dado pela equação:

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos\alpha} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1 - \nu_1^2)/E_1] + [(1 - \nu_2^2)/E_2]} \quad (2.6)$$

Onde  $r_1$  e  $r_2$  são valores dos raios de curvatura dos dentes do pinhão e da coroa, respectivamente, no instante do contato. Posteriormente modificações foram feitas na Equação 2.6 pela Associação Americana dos Fabricante de Engrenagens (AGMA) com a adição de diversos fatores de correção, levando em consideração as condições de montagem, operação, dimensões, acabamento dos dentes, confiabilidade e vida das engrenagens. Sendo assim, a Equação 2.6 foi reescrita e recebeu o nome de equação fundamental para a resistência ao crateramento, sendo mostrada na Equação 2.7.

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_H}{d_p F} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (2.7)$$

Onde:

$\sigma_c$  é a tensão de contato, [MPa];

$Z_E$  é o coeficiente elástico, [ $\sqrt{\text{MPa}}$ ];

$W_t$  é a força tangencial transmitida, [N];

$K_0$  é o fator de sobrecarga;

$K_v$  é o fator dinâmico;

$K_s$  é o fator de tamanho;

$K_H$  é o fator de distribuição de carga;

$Z_R$  é o fator de condição superficial;

$d_p$  é o diâmetro primitivo do pinhão, [mm];

$F$  é a largura de face dos dentes, [mm];

$Z_I$  é o fator geométrico para resistência ao crateramento.

Uma avaliação de cada um dos fatores acima citados, assim como da Equação 2.7 é feita de forma mais detalhada no capítulo a seguir, que trata da metodologia utilizada para o presente trabalho.

### 3 METODOLOGIA

O desenvolvimento deste trabalho se deu devido ao surgimento, de forma precoce, de micro-pittings (fadiga superficial), distribuídos ao longo de toda a face do dentado das engrenagens, responsáveis pelo acionamento final das moendas. Estas engrenagens foram fabricadas de aço fundido e acionadas por um único pinhão de aço SAE 4340 forjado e endurecidos superficialmente por indução. As primeiras observações de desgaste foram feitas por inspeção visual logo após o início da produção.

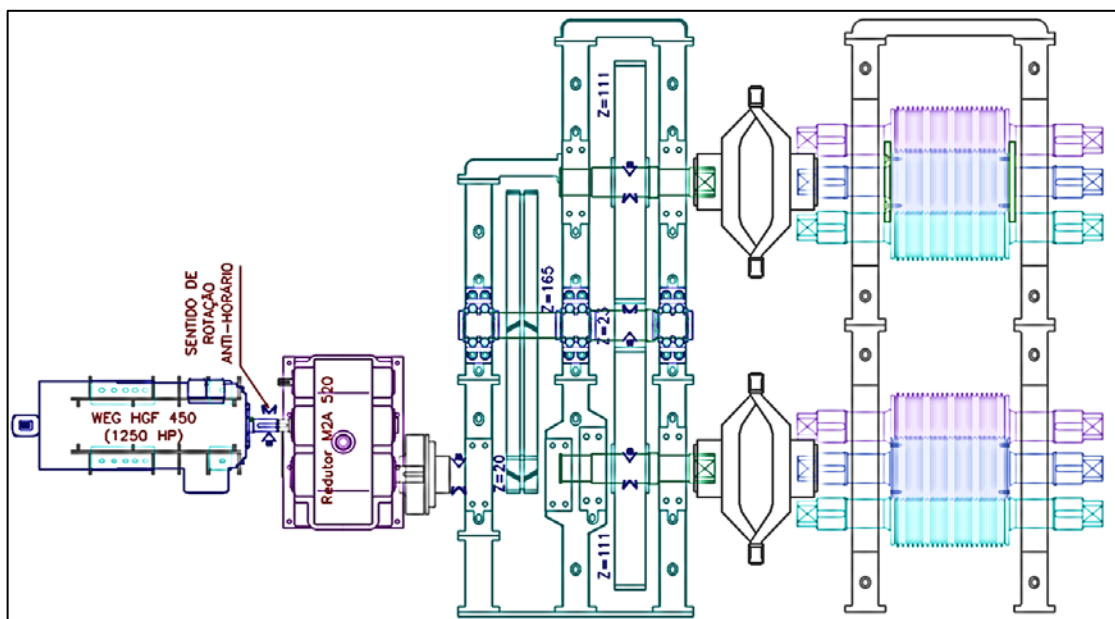
Buscando comprovar que o início dessa fadiga superficial ocorreu devido à baixa resistência ao crateramento dessas engrenagens, tornou-se necessário determinar os valores de tensão limite de resistência ao contato. Sendo necessário para isso, o valor da dureza de cada engrenagem em combinação com as equações de resistência fornecidas pela AGMA.

Apesar de terem sido retificadas no ano de 2017, essas engrenagens foram fabricadas nos anos 40, não sendo encontrados registros de suas fabricações, se fazendo necessário a utilização de um ensaio não destrutivo para a medição da dureza. Para isso utilizou-se um durômetro portátil, que opera segundo o método de rebote, de marca Time High Technology, modelo TIME 5100 e escala de dureza Leeb (HL), porém com capacidade de fazer uma conversão aproximada para as escalas mais usuais de dureza como HV, HB, HRC, HRB e HS.

#### 3.1 Apresentação do sistema

Os objetos de estudo deste trabalho são as duas engrenagens de saída de um sistema acionamento de duas moendas de cana-de-açúcar.

**Figura 3.1 – Sistema de acionamento de moendas por motor e trem de engrenagens.**



Fonte: Usina Monte Alegre (2018).

Na Figura 3.1 é possível observar que a fonte de potência é um motor elétrico, sendo que este está acoplado a um pequeno redutor de velocidade, e este por sua vez a um trem de engrenagens formado por um par de engrenagens bi helicoidais, um pinhão e duas engrenagens de dentes retos, sendo estas últimas acopladas as moendas e também as que apresentaram o indício de fadiga superficial.

As funções do primeiro redutor e do trem de engrenagem são as mesmas, reduzir a velocidade de rotação fornecida pelo motor e aumentar o torque transmitido até as moendas. Desta forma, o maior torque encontrado será exatamente sobre as engrenagens analisadas por este trabalho.

A Figura 3.2 mostra uma foto real do trem de engrenagens em questão, dando destaque as engrenagens de dentes retos estudadas neste trabalho. Nesta imagem também é possível observar a robustez das engrenagens, o que nos dá uma ideia da magnitude dos esforços aos quais estas são submetidas. Já a Figura 3.3 mostra uma fotografia de quando sistema está em operação, onde a parte destacada é onde estão as engrenagens mostradas na Figura 3.2

**Figura 3.2 - Trem de engrenagens.**



Fonte: Própria (2018).

Os dados do acionamento desse sistema, como rotação do motor, potência e os dados das engrenagens serão descritos na seção seguinte.

### 3.1.1 Dados do sistema

Para que seja possível determinar o limite de resistência ao crateramento de cada uma das engrenagens a serem analisadas neste trabalho, se faz necessário conhecer alguns dados, como a potência e velocidade de rotação fornecida ao sistema através do motor, e os dados geométricos de cada engrenagem afim de se determinar as relações de transmissão a cada redução, a força transmitida e a tensão de contato entre o pinhão e as engrenagens de dentes retos.

As informações nominais do motor, como potência e rotação, foram obtidas na plaqueta de informações do mesmo, mostrado na Figura 3.3.

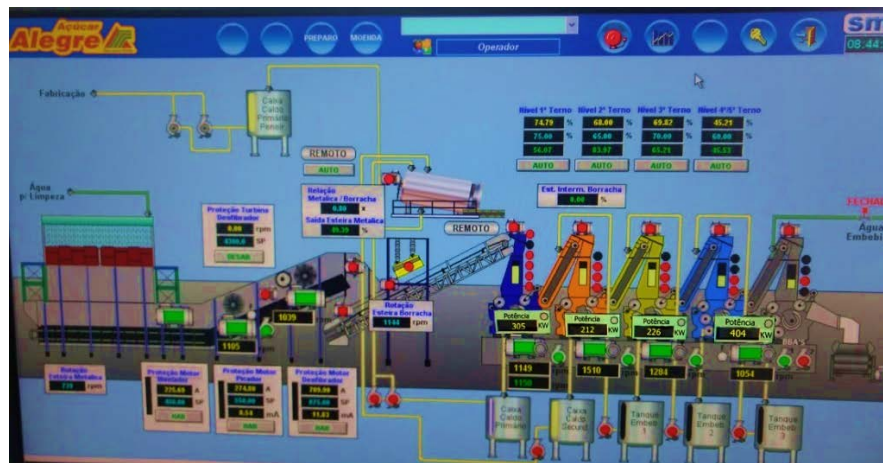
**Figura 3.3 - Plaqueta de informações do motor elétrico.**



Fonte: Própria (2018).

Porém todo o acionamento das moendas opera em condições abaixo das nominais, pois o mesmo é controlado por um sistema de automação que utiliza inversores de frequência para controlar a rotação e reduzir a potência consumida pelo motor. A Figura 3.4 mostra a tela de controle de toda moenda da usina, onde é possível acompanhar instantaneamente a rotação e a potência consumida por cada motor. A Figura 3.5 mostra um recorte da Figura 3.4, destacando apenas as informações de potência e velocidade de rotação instantâneas do motor que aciona o sistema analisado.

**Figura 3.4 - Tela de controle dos acionamentos de toda a moenda.**



Fonte: Própria (2018).

**Figura 3.5 - Potência e rotação do motor de acionamento do trem de engrenagens.**



Fonte: Própria (2018).

Pelo fato de os valores exibidos pelo sistema de controle serem gerados de forma instantânea, os mesmos oscilam continuamente, porém esta variação é de baixa magnitude. Dessa forma foram considerados valores médios de potência consumida e rotação, mostrados na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1 - Valores médios de potência e rotação do motor.**

Potência consumida pelo motor [ $H_{\text{motor}}$ ]	Rotação do motor [ $N_{\text{motor}}$ ]
400 kW	1050 rpm

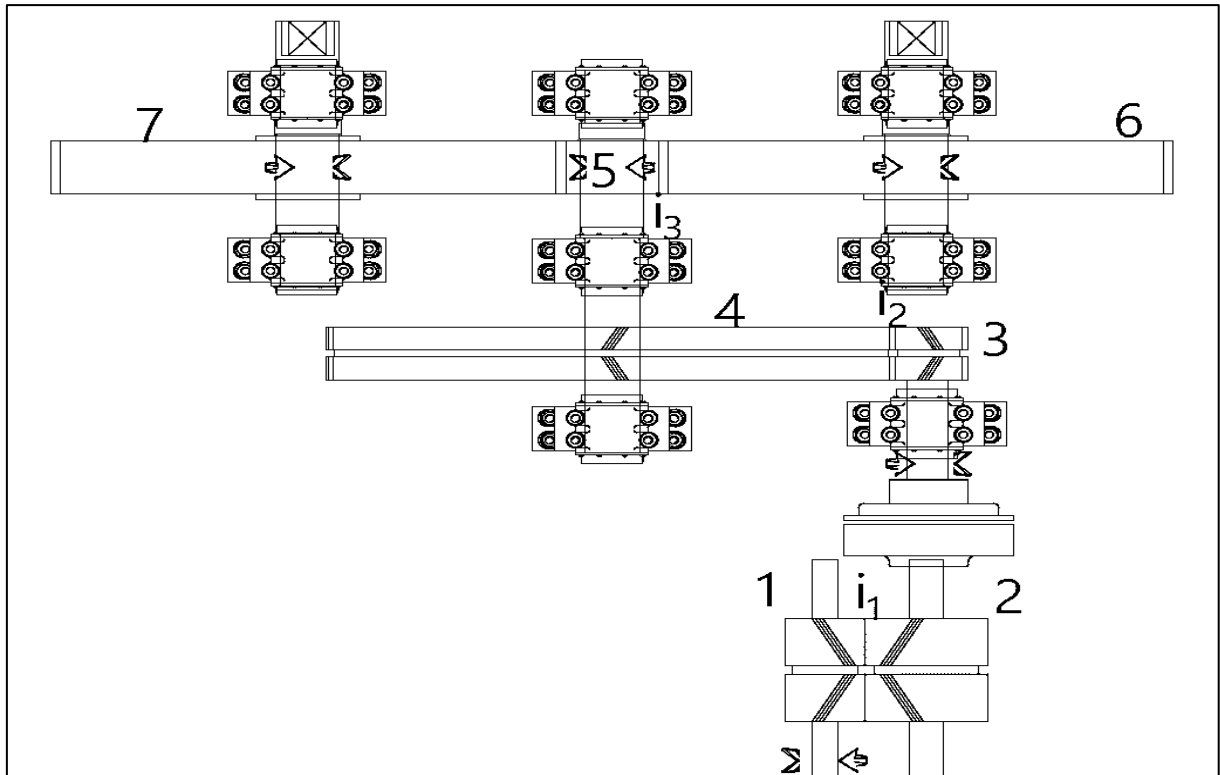
Fonte: Própria (2018).

Vale salientar que os valores de potência e rotação utilizados nos cálculos foram os da Tabela 3.1, e não os encontrados na plaqueta do motor (Figura 3.3), visando a obtenção dos valores reais de tensões de contato entre as engrenagens estudadas.

Aplicando esses valores na equação 2.3 obtemos o valor do torque transmitido pelo motor ao sistema, temos então que:

$$T_m = \frac{H_{\text{motor}}}{\omega} = \frac{H_{\text{motor}}}{2\pi N_{\text{motor}}/60} = \frac{400}{2\pi 1050/60} = 3,64 \text{ kN.m} \quad (3.1)$$

Para que se torne possível determinar os esforços aos quais as engrenagens aqui estudadas se faz necessário o conhecimento do aumento do torque fornecido pelo motor, sendo assim é preciso conhecer a relação de transmissão a cada redução da rotação e para que isso seja possível é necessário o conhecimento dos dados geométricos de cada engrenagem do sistema. Na figura 3.6 é mostrado um esboço que simplifica o sistema de engrenagem e numera cada uma para facilitar a identificação. Já a tabela 3.2 mostra os dados geométricos de cada engrenagem seguindo a identificação feita na figura 3.6.

**Figura 3.6 - Representação esquemática das engrenagens.**

Fonte: Própria (2018).

**Tabela 3.2 - Dados geométricos das engrenagens.**

Engrenagem	Nº de dentes	Módulo [mm]	Diâmetro Prim. [mm]	Largura de Face [mm]	Ângulo de Pressão [°]
1 (bi helicoidal)	33	-----	-----	-----	-----
2 (bi helicoidal)	117	-----	-----	-----	-----
3 (bi helicoidal)	20	15	346,41	-----	20
4 (bi helicoidal)	165	15	2857,88	-----	20
5 (dentes retos)	23	23	529	305	20
6 (dentes retos)	111	23	2553	305	20
7 (dentes retos)	111	23	2553	305	20

Fonte: Própria (2018).

**Tabela 3.3 - Valores das relações de transmissão.**

Relações de transmissão	
$i_1$	3,5454
$i_2$	8,2500
$i_3$	4,8261

Fonte: Própria (2018).



Aplicando os valores de número de dentes de cada par de engrenagem na equação 2.1 encontra-se os valores de cada relação de transmissão mostrado na tabela 3.3. Com esses valores, o resultado da equação 3.1 e a equação 2.1 encontra-se o valor do torque transmitido em cada engrenagem. A Tabela 3.4 mostra como os torques  $T_m$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$ ,  $T_5$ ,  $T_6$  e  $T_7$  referentes ao motor e as engrenagens 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7, respectivamente, se relacionam entre si e com as relações de transmissão.

**Tabela 3.4 - Cálculo dos torques transmitidos por cada engrenagem.**

<b>Relação entre os torques</b>	<b>Valores dos torques</b>
$T_1 = T_m$	3,64 kN.m
$T_2 = T_1 \times i_1$	12,90 kN.m
$T_3 = T_2$	12,90 kN.m
$T_4 = T_3 \times i_2$	106,40 kN.m
$T_5 = T_4$	106,40 kN.m
<b><math>T_6 = T_7 = (T_5 \times i_3)/2</math></b>	<b>256,76 kN.m</b>

Fonte: Própria (2018).

Na Tabela 3.4 o valor em destaque referente ao valor dos torques transmitidos nas engrenagens 6 e 7 (sendo estas os objetos de estudo deste trabalho) é o que falta para que seja possível determinar a carga transmitida por estas engrenagens, utilizando para isso a Equação 2.2.

$$W_t = \frac{2T_6}{D_{C,6}} = \frac{2 \times 256,76}{2553 \times 10^{-3}} = 201,14 \text{ kN} \quad (3.2)$$

Na seção 3.3 o resultado da Equação 3.2 será utilizado nas equações de resistência para determinar a tensão de contato existente entre o pinhão 5 e as engrenagens 6 e 7, e também determinar o limite de resistência ao crateramento dessas engrenagens a fim de se comprovar a causa do desgaste.

### **3.2 Inspeção visual**

A inspeção visual é um ensaio não destrutivo que tem como objetivo a detecção e acompanhamento de defeitos visíveis a olho nu, sem a utilização de qualquer aparelho. Normalmente seus resultados são apresentados em forma de fotografias dos componentes e equipamentos inspecionados, sendo estas usadas para as primeiras tomadas de decisão de qual medidas serão tomadas, seja para solucionar o problema ou selecionar outro tipo de ensaio.



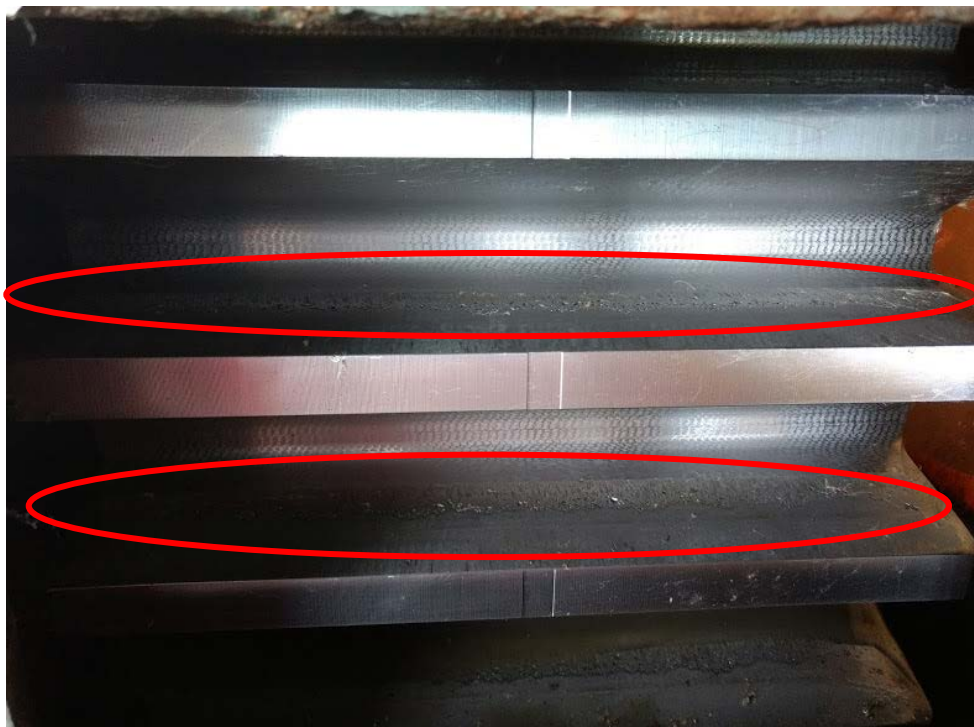
No presente trabalho, a primeira inspeção foi feita no processo de montagem do trem de engrenagem, antes de ser feito processo de lapidação, que consiste em corrigir as falhas geradas pela usinagem dos dentes, mostrado na Figura 3.7. As próximas inspeções foram feitas após os primeiros 15 dias de funcionamento, onde foram encontrados os primeiros indícios de fadiga superficial, o que motivou a necessidade de se comprovar a causa desse desgaste prematuro. As figuras seguintes mostram como ficaram as engrenagens 6 e 7 após os 179 dias de operação.

**Figura 3.7 - Dentes das engrenagens 6 e 7 antes da montagem e lapidação.**



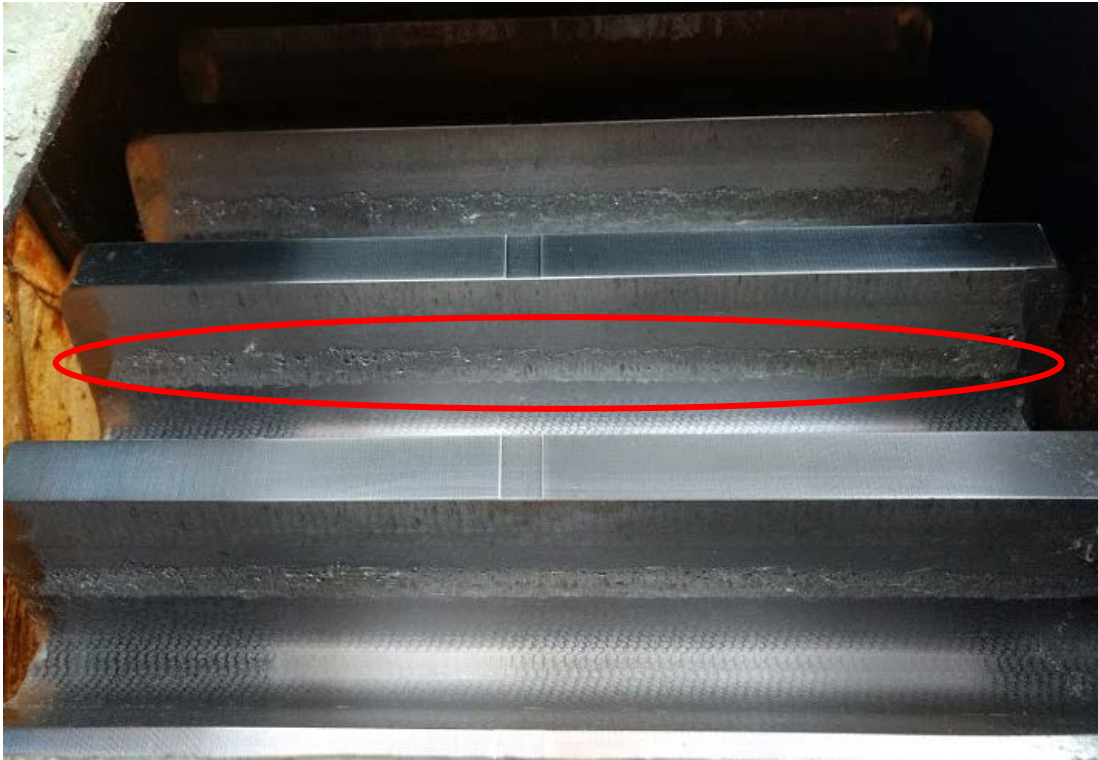
Fonte: Própria (2018).

**Figura 3.8 - Engrenagem 6 após 15 dias de operação.**



Fonte: Própria (2018).

**Figura 3.9 - Engrenagem 7 após 15 dias de operação.**



Fonte: Própria (2018).

**Figura 3.10 - Engrenagem 6 após os 179 dias de operação.**



Fonte: Própria (2018).



**Figura 3.11 - Engrenagem 7 após os 179 dias de operação.**



Fonte: Própria (2018).

Foi possível observar que houve uma evolução na formação do micro-pitting, porém de forma lenta devido a boa condição de lubrificação durante a operação e ao encruamento sofrido pelos dentes devido aos esforços aos quais foram submetidos.

### **3.3 Tensão de contato AGMA**

Na maioria das práticas industriais o surgimento do pitting não é considerado algo com tanta relevância. Esse surgimento ocorre quando a engrenagem é sobrecarregada por longo intervalo de tempo, que causa o rompimento dos pontos mais elevados da superfície do dente devido a sua rugosidade, formando assim pequenos buracos na superfície do dente. Além disso, o surgimento do pitting também ocorre devido à baixa resistência da superfície do dente ao crateramento.

Dessa forma, baseada na teoria de Hertz para duas superfícies curvas em contato, a Associação Americana dos Fabricante de Engrenagens (AGMA) elaborou a equação fundamental para a resistência ao crateramento e a equação para a tensão de contato admissível,

mostradas nas equações 3.3 e 3.4, respectivamente, sendo a equação 3.3 apenas uma repetição da equação 2.1 para facilitar a visualização e o entendimento.

Dentro desse contexto, o presente trabalho utilizou as equações de tensão de contato fornecidas pela AGMA para comprovar que a causa do surgimento prematuro do pitting é a falta de resistência superficial das engrenagens em estudo.

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_H}{d_p F} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (3.3)$$

Onde:

$\sigma_c$  é a tensão de contato, [MPa];

$Z_E$  é o coeficiente elástico, [ $\sqrt{\text{MPa}}$ ];

$W_t$  é a força tangencial transmitida, [N];

$K_0$  é o fator de sobrecarga;

$K_v$  é o fator dinâmico;

$K_s$  é o fator de tamanho;

$K_H$  é o fator de distribuição de carga;

$Z_R$  é o fator de condição superficial;

$d_p$  é o diâmetro primitivo do pinhão, [mm];

$F$  é a largura de face dos dentes, [mm];

$Z_I$  é o fator geométrico para resistência ao crateramento.

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \quad (3.4)$$

Onde:

$\sigma_{c, all}$  é a tensão de contato admissível, [MPa];

$S_c$  é o limite de resistência a fadiga por contato, [MPa];

$Z_N$  é o fator de ciclagem de tensão na vida;

$Z_w$  é o fator de razão de dureza para resistência ao crateramento;

$Y_\theta$  é o fator de temperatura;

$Y_Z$  é o fator de confiabilidade;

$S_H$  é o fator de segurança AGMA, uma razão de tensão.

Os fatores envolvidos em ambas as equações serão apresentados nas seções seguintes, onde serão definidos e equacionados segundo as normas AGMA.

### 3.3.1 Coeficiente elástico [ $Z_E$ ]

Na equação de tensão hertziana para dentes de engrenagem, mostrada pela equação 2.6, é possível notar que no denominador do segundo grupo de termos existem quatro constantes elásticas, duas para cada engrenagem em contato. Sendo assim, como forma de combinar e tabular os resultados de várias combinações de materiais de engrenagens em contato, a AGMA definiu um coeficiente elástico  $Z_E$ , sendo este determinado através da equação 3.5.

$$Z_E = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \right]^{1/2} \quad (3.5)$$

Onde  $\nu_1$  e  $\nu_2$  são os coeficientes de Poisson de cada engrenagem e  $E_1$  e  $E_2$  são os módulos de elasticidade de cada engrenagem.

**Tabela 3.5 - Valores de coeficiente elástico  $Z_E$  para diversas combinações de materiais de engrenagens considerando o coeficiente de Poisson = 0,30.**

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão $E_p$ psi (MPa)*	Material da coroa e módulo de elasticidade $E_G$ , lbf/in <sup>2</sup> (MPa)*					
		Aço $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Ferro maleável $25 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ferro nodular $24 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ferro fundido $22 \times 10^6$ ( $1,5 \times 10^5$ )	Bronze alumínio $17,5 \times 10^6$ ( $1,2 \times 10^5$ )	Bronze estanho $16 \times 10^6$ ( $1,1 \times 10^5$ )
Aço	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	$25 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1,5 \times 10^5$ )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronze alumínio	$17,5 \times 10^6$ ( $1,2 \times 10^5$ )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronze estanho	$16 \times 10^6$ ( $1,1 \times 10^5$ )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008).

### 3.3.2 Fator de sobrecarga [ $K_0$ ]

O fator de sobrecarga foi criado para levar em consideração todas as cargas externas aplicadas sobre as engrenagens que excedem a carga tangencial nominal  $W_t$ . Os valores do fator de sobrecarga são estabelecidos após considerável experiência de campo em determinada aplicação, porém estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.6 para diversas combinações de máquina acionada e fonte de potência.

**Tabela 3.6 - Fatores de sobrecarga  $K_0$  para diversas combinações de acionamento.**

Fonte de potência	Máquina acionada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	2,00
Choques médios	1,50	1,75	2,25

Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008).

### 3.3.3 Fator dinâmico [ $K_v$ ]

O fator dinâmico foi criado para levar em consideração as imperfeições na manufatura e no engrazamento dos dentes de engrenagens em operação que causam erros de transmissão. Alguns dos efeitos que produzem os erros de transmissão são:

- Falta de precisão durante a geração do perfil do dente;
- Vibração do dente durante o engrenamento causada pela rigidez do dente;
- Magnitude da velocidade do círculo primitivo;
- Desbalanceamento dinâmico dos elementos rotativos;
- Desgaste e deformação permanente das porções em contato dos dentes.

Dessa forma, a AGMA, numa tentativa de levar em consideração todos esses aspectos desenvolveu a equação para o fator dinâmico mostrada a seguir.

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (3.6)$$

Em que,

$$\begin{aligned} A &= 50 + 56(1 - B) \\ B &= 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Onde na equação 3.6,  $V$  é a velocidade do círculo primitivo em metros por segundo (m/s) determinada através da equação 3.8. Já o termo  $Q_v$  é o número de qualidade AGMA, que define as tolerâncias de engrenagens de vários tamanhos, fabricadas com uma determinada precisão. Esses números variam de 3 a 7 para a maior parte das engrenagens de qualidade comercial e de 8 a 12 para engrenagens de precisão.

$$V = \pi d_p n \quad (3.8)$$

Em que  $d_p$  e  $n$  são, respectivamente, o diâmetro primitivo em milímetros (mm) e a rotação da engrenagem em revoluções por segundo (rev/s).

### 3.3.4 Fator de tamanho [ $K_s$ ]

O fator de tamanho foi criado para levar em consideração a não uniformidade do material causada pelo tamanho da engrenagem. Este fator depende dos seguintes fatores.

- Tamanho do dente;
- Diâmetro da engrenagem;
- Razão entre o tamanho do dente e o diâmetro;
- A largura de face;
- Área padrão de tensão;
- Capacidade de endurecimento e tratamento térmico.

Ainda não foram padronizados valores para o fator de tamanho para os casos em que o tamanho das engrenagens cause algum efeito prejudicial. Para tais casos, a AGMA recomenda se utilizar o valor maior que a unidade. Porém segundo SHIGLEY e MISCHKE (2008), o fator de tamanho pode ser visto como uma incorporação da geometria de Lewis no fator de tamanho ( $k_b$ ) de Marin em fadiga. Dessa forma foi possível determinar o valor de  $K_s$  através da equação 3.9.

$$K_s = 1,192 \left( \frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \quad (3.9)$$

Onde:

$F$  é a largura de face, em polegadas;

$P$  é o passo diametral, em dentes/polegada;

$Y$  é o fator de forma de Lewis.

O passo diametral é determinado como sendo o recíproco do módulo, como é mostrado na equação 3.10 abaixo.

$$P = \frac{1}{m} \quad (3.10)$$

Em que  $m$  é módulo da engrenagem em polegadas. Já os valores para o fator de forma de Lewis são encontrados na tabela 3.7 para diversas quantidades de dentes.

**Tabela 3.7 - Valores do fator de forma Y de Lewis para ângulo pressão de 20°.**

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

### 3.3.5 Fator de distribuição de carga [ $K_H$ ]

O fator de distribuição de carga foi desenvolvido para modificar as equações de tensão para levar em consideração a não uniformidade da distribuição da carga ao longo da linha de contato. Dessa forma o seguinte procedimento é aplicado para a sua determinação.

- Razão da largura de face líquida para o diâmetro primitivo do pinhão  $F/d < 2$ ;
- Elementos de engrenagem montados entre mancais;
- Largura de face até 40 polegadas;
- Contato ocorrendo ao longo da largura completa do elemento mais estreito.

Sendo assim o fator de distribuição de carga é dado pela equação 3.11.

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (3.11)$$

Em que

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dentes sem coroamento (a)} \\ 0,8 & \text{para dentes coroados (b)} \end{cases} \quad (3.12)$$



$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1 \text{ in (a)} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F & 1 \leq F \leq 17 \text{ (b)} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 & 17 \leq F \leq 40 \text{ (c)} \end{cases} \quad (3.13)$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para } S_1/S < 0,175 \text{ (a)} \\ 1,1 & \text{para } S_1/S \geq 0,175 \text{ (b)} \end{cases} \quad (3.14)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (3.15)$$

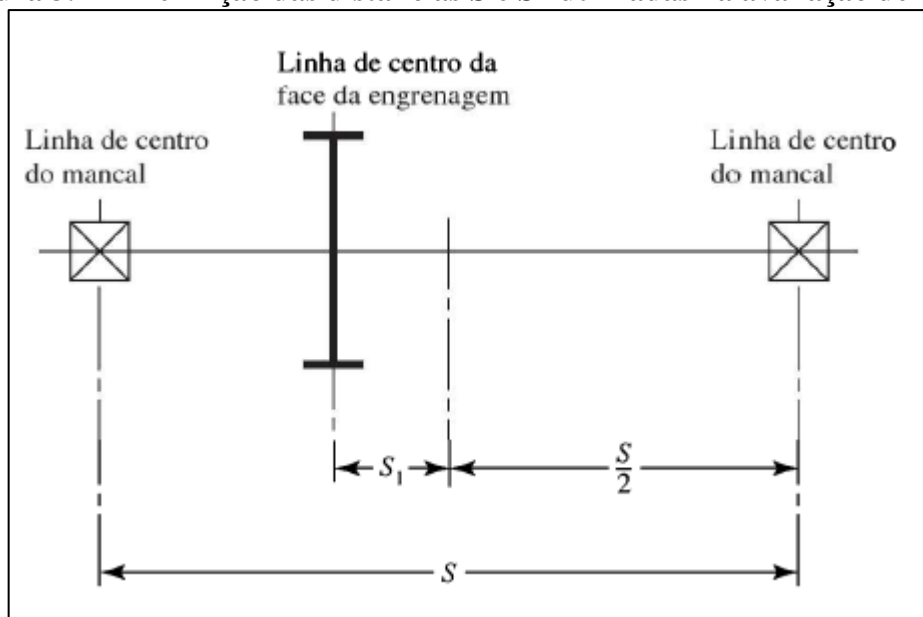
$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{contato corrigido (a)} \\ 1 & \text{outras condições (b)} \end{cases} \quad (3.16)$$

É importante salientar que para uso dessas equações, os dados de entradas devem ser convertidos para o sistema inglês de medidas, sendo assim os valores de largura de face e diâmetro primitivo do pinhão fornecidos na tabela 3.2 devem ser convertidos para polegadas.

Nas equações 3.13 para valores de  $F/(10d) < 0,05$ , deve-se usar  $F/(10d) = 0,05$ , onde  $F$  e  $d$  são a largura de face e o diâmetro do pinhão, respectivamente.

Para a definição de  $S_1$  e  $S$  deve-se utilizar a figura 3.12, e para obter os fatores  $A$ ,  $B$  e  $C$  da equação 3.15 deve-se utilizar a tabela 3.8.

**Figura 3.12 - Definição das distâncias  $S$  e  $S_1$  utilizadas na avaliação de  $C_{pm}$ .**



Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

**Tabela 3.8 - Constates empíricas A, B e C para a equação 3.15.**

<b>Condição</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas.	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

### 3.3.6 Fator de condição superficial [ $Z_R$ ]

Ainda não foram estabelecidos valores padrões para o fator de condição de superfície, porém a AGMA recomenda a utilização de um valor maior que a unidade quando algum efeito residual do acabamento superficial estiver presente. As condições que influenciam o fator de condição de superfície são:

- Acabamento superficial, afetado por corte, rebarbação, lapidação, retifica, entre outros;
- Tensões residuais;
- Efeitos plásticos (encruamento por trabalho).

### 3.3.7 Fator geométrico para resistência ao crateramento [ $Z_I$ ]

O fator geométrico para resistência ao crateramento foi desenvolvido pela AGMA com o intuito de levar em consideração os dados geométricos das engrenagens, como ângulo de pressão, a relação de transmissão a qual as engrenagens estão submetidas e o fator de compartilhamento de carga  $m_N$ . Sendo assim, para engrenagens cilíndricas externas, o fator  $Z_I$  é calculado pela equação 3.17.

$$Z_I = \frac{\cos\alpha \operatorname{sen}\alpha}{2m_N} \frac{i}{i+1} \quad (3.17)$$

Onde:

$\alpha$  é o ângulo de pressão;

$i$  é a relação de transmissão;

$m_N$  é o fator de compartilhamento de carga.

### 3.3.8 Limite de resistência a fadiga por contato [ $S_c$ ]

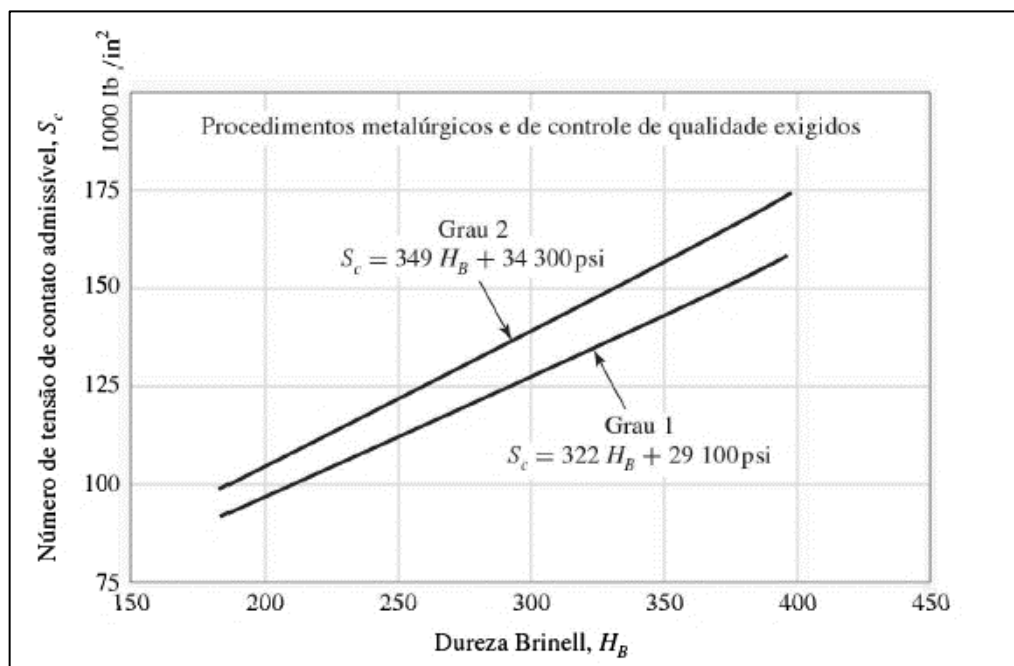
A tensão de contato admissível é a máxima tensão de contato que as superfícies dos dentes das engrenagens suportam sem que sua vida útil seja prejudicada, ou seja, é o máximo valor de tensão de contato no qual as engrenagens operam sem sofrer crateramento.

Por determinação da AGMA, os números de tensão admissível (resistência) de contato referem-se a:

- Carregamento unidirecional;
- 10 milhões de ciclos de tensão;
- 99% de confiabilidade.

Com a utilização da Figura 3.13 é possível determinar o valor de  $S_c$  conhecendo apenas o valor da dureza superficial dos dentes das engrenagens.

**Figura 3.13 - Resistência a fadiga de contato  $S_c$ .**



Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

As equações mostradas na Figura 3.13 possuem suas equivalentes no sistema internacional de unidades (SI), são elas:

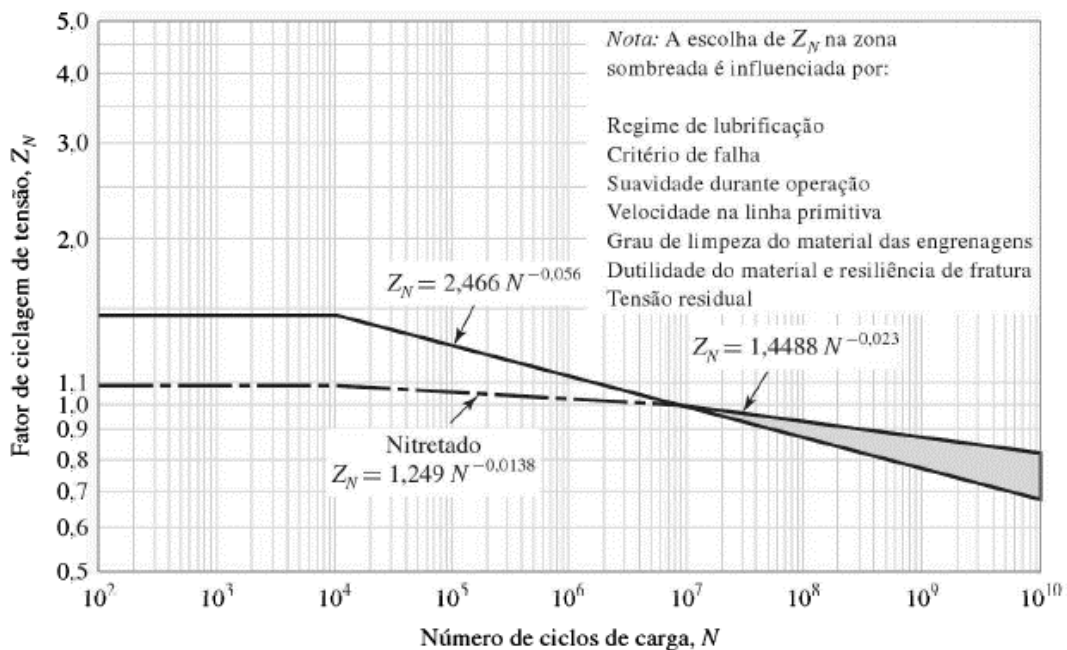
$$\begin{aligned} \text{Para grau 1:} \quad S_c &= 2,22H_B + 200 \text{ MPa} \quad (a) \\ \text{Para grau 2:} \quad S_c &= 2,41H_B + 237 \text{ MPa} \quad (b) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Para a utilização das equações acima foi necessário medir a dureza superficial das engrenagens em estudo com a utilização de durômetro portátil, a metodologia dessa medição e seus resultados serão expostos na seção 3.4.

### 3.3.9 Fator de ciclagem de tensão [ $Z_N$ ]

Como visto na seção anterior, os valores de resistência AGMA obtidos pela Figura 3.13 e pelas equações 3.18 são baseadas em  $10^7$  ciclos de tensão. Dessa forma, o fator de ciclagem de tensão tem a finalidade de modificar a resistência da engrenagem para valores de vida diferentes de  $10^7$  ciclos. Os valores de  $Z_N$  são obtidos na Figura 3.14. Vale observar que  $Z_N = 1$  para  $10^7$  ciclos e que existem duas equações distintas para vidas acima e abaixo de  $10^7$  ciclos.

**Figura 3.14 - Gráfico para a determinação de  $Z_N$ .**



Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

### 3.3.10 Fator de razão de dureza [ $Z_w$ ]

O propósito do fator de razão de dureza é ajustar as resistências superficiais quando o pinhão possui uma dureza um pouco maior do que a da coroa, ou quando um pinhão de superfície endurecida é acoplado a uma engrenagem endurecida por completo (como é o caso das engrenagens estudadas por este trabalho).

Para este último caso, o valor de  $Z_w$  se torna função da dureza da coroa e do acabamento superficial do pinhão, porém por falta dos dados desse acabamento, e por se tratar de engrenagens cilíndricas de dentes retos o valor adotado neste trabalho de  $Z_w = 1$ .

### 3.3.11 Fator de temperatura [ $Y_\theta$ ]

O fator de temperatura tem a finalidade de corrigir o valor de resistência ao crateramento quando a temperatura de operação ultrapassa os 120 °C. Nos casos em que isto não acontece a AGMA determina que se use um fator de temperatura  $Y_\theta = 1$ .

### 3.3.12 Fator de confiabilidade [ $Y_Z$ ]

Como visto na seção 3.3.8, o valor de resistência  $S_c$  fornecido pela Figura 3.13 e pelas equações 3.18 são baseados em uma confiabilidade de 99%. O fator de confiabilidade tem então a finalidade de corrigir os valores de resistência para valores diferentes de confiabilidade, levando em conta para isso o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material. A Tabela 3.9 apresenta diversos valores para  $Y_Z$  de acordo com diferentes valores de confiabilidade.

**Tabela 3.9 - Valores de  $Y_Z$  para diferentes valores de confiabilidade.**

<b>Confiabilidade</b>	<b><math>K_R(Y_Z)</math></b>
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2008)

### 3.3.13 Fator de segurança AGMA contra falha por crateramento [ $S_H$ ]

O fator de segurança  $S_H$  foi criado pela AGMA tanto para ser um fator de projeto, onde o projetista de máquinas escolhe seu valor de acordo com a resistência desejada, ou para ser uma ferramenta de avaliação para se determinar se as engrenagens em contato sofrerão ou não fadiga superficial. A definição de  $S_H$  é dada pela equação 3.19.

$$S_H = \frac{S_c Z_N Z_w / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_c} \quad (3.19)$$

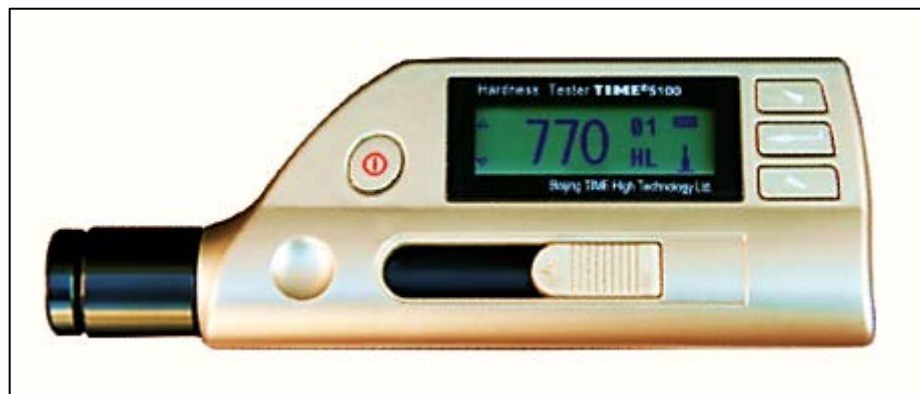
Onde o termo do numerador é chamado de tensão de contato corrigida por completo, e o termo no denominador é chamado de tensão de contato imposta, sendo este último calculado através da equação 3.3.

### 3.4 Medição de dureza

Como dito na seção 3.3.8, para que fosse possível determinar a tensão de contato admissível dos dentes das engrenagens em estudo, se fazia necessário o conhecimento da dureza superficial desses dentes. Sendo este trabalho uma avaliação de um caso real, envolvendo engrenagens de uma indústria, o ensaio para a medição da dureza teria que ser obrigatoriamente não destrutivo.

Dessa forma o método de medição escolhido e utilizado foi o de rebote, sendo executado através da utilização de um durômetro portátil de marca Time High Technology, modelo TIME 5100 (mostrado na Figura 3.15), escala de dureza Leeb (HLD) e dispositivo de impacto tipo D, por essa escala ser mais nova o próprio durômetro efetua internamente a conversão para as escalas de dureza convencionais, como as escalas Vickers (HV), Brinell (HB), Rockwell (HRC e HRB) e Shore (HS).

**Figura 3.15 - Durômetro portátil TIME 5100.**



Fonte: (BEIJING TIME HIGH TECHNOLOGY LTD)

#### 3.4.1 Método de medição de dureza por rebote

O método de medição de dureza por rebote é padronizado pela American Society for Testing and Materials (ASTM) através da norma ASTM A 956-6. Segundo a norma esse método consiste no lançamento de um corpo de impacto (conhecido popularmente por torpedo) a uma velocidade definida de acordo com o tipo do torpedo, onde este contém em sua extremidade uma esfera de tungstênio ou diamante.

O impacto cria uma deformação plástica na superfície, fazendo com que o torpedo perca parte de sua velocidade inicial, sendo que quanto mais duro o material menor será a perda de velocidade. Tanto a velocidade do impacto como a velocidade de retorno são medidas através de um objeto magnético situado dentro do torpedo, gerando uma tensão induzida ao passar por uma bobina.

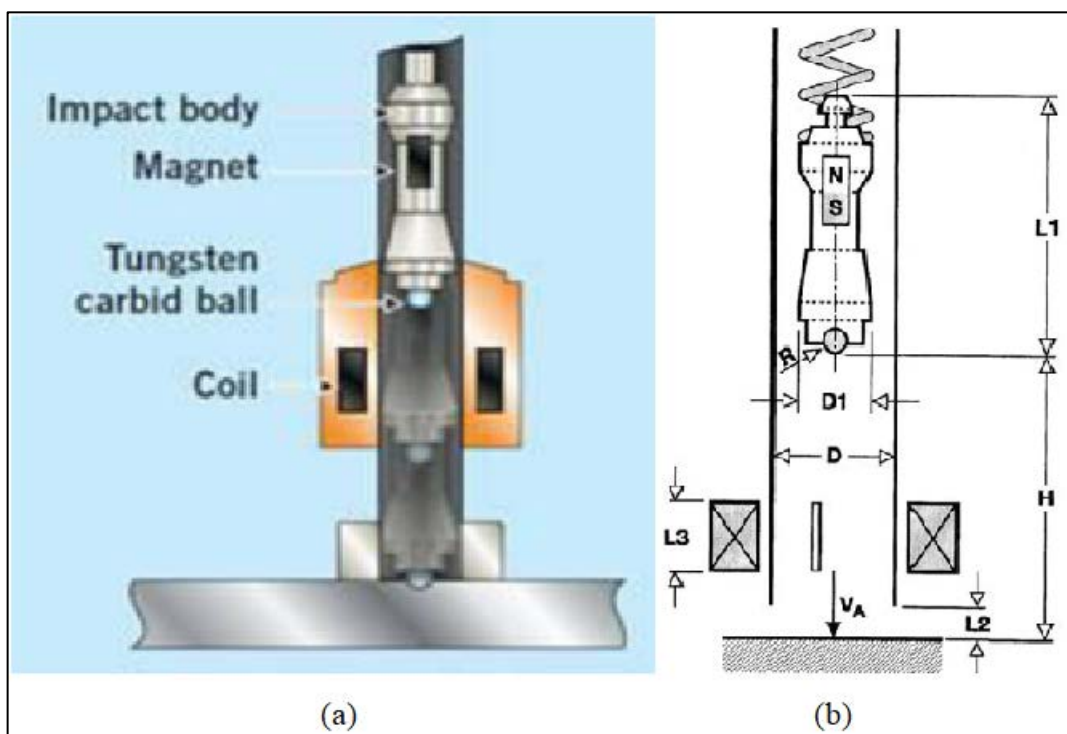
Dessa forma a medida de dureza Leeb (HL) é calculada como sendo a razão entre a velocidade de impacto e a velocidade de retorno, como mostra a equação 3.20 fornecida pela ASTM.

$$L = \frac{\text{Velocidade de retorno}}{\text{Velocidade de impacto}} \times 1000 \quad (3.20)$$

Onde L é o número de dureza Leeb, este número deve ser seguido do símbolo HL com um ou mais sufixos dependendo do tipo do dispositivo de impacto. O durômetro utilizado neste trabalho foi um modelo digital, como pode ser observado na Figura 3.15, sendo assim a o cálculo mostrado na equação 3.20 é feito automaticamente pelo aparelho, como também a conversão para as escalas mais usuais como citado anteriormente.

Segundo a ASTM A 956-6 os dispositivos de impacto são classificados em seis tipos diferentes, para diferentes aplicações, são eles o D/DC, DL, D+15, G, C e E (onde o utilizado pelo durômetro TIME 5100 é o tipo D). Sendo os dispositivos D e E os mais usados nas indústrias para aplicações de uso geral. A Figura 3.16 e a Tabela 3.10 mostram as principais características do dispositivo de impacto tipo D.

**Figura 3.16 - Representação esquemática da medição de dureza por rebote. (a) nomenclatura dos componentes; (b) características e dimensões.**



Fonte: (GE MEASUREMENT & CONTROL).





**Tabela 3.10 - Principais características do dispositivo de impacto tipo D.**

Propriedades	Símbolo	Unidade	Valores
Velocidade de impacto	$V_a$	m/s	$2,05 \pm 1\%$
Massa	M	g	$5,45 \pm 0,05$
Material	St 18/8	-----	Inox 18/8 não-magnético
Material do tubo	Al	-----	Alumínio não-magnético
Altura de lançamento	H	mm	$8 \pm 1$
Raio da esfera	R	mm	1,5
Material da esfera	TC	-----	Carboneto de Tungstênio
Dureza da esfera	h	HV	1600

Fonte: ASTM A 956-6.

Ainda segundo a norma as medições devem ser feitas sempre na posição vertical apontando para baixo, porém isso nem sempre é possível dependendo da peça que se deseja verificar a dureza, sendo assim a ASTM desenvolveu uma série de tabelas com valores de correção para medidas de durezas feitas em outras posições que não a vertical para baixo, a Tabela 3.11 mostra os valores de correção para o dispositivo tipo D.

**Tabela 3.11 - Valores de correção para direções de impacto diferentes da vertical para baixo, para dispositivos de impacto tipo D.**

$L_D$				
300				
350	-6	-12	-20	-29
400	-6	-12	-19	-27
450	-5	-11	-18	-25
500	-5	-10	-17	-24
550	-5	-10	-16	-22
600	-4	-9	-15	-20
650	-4	-8	-14	-19
700	-4	-8	-13	-18
750	-3	-7	-12	-17
800	-3	-6	-11	-16
850	-3	-6	-10	-15
900	-2	-5	-9	-14

Fonte: ASTM A 956-6.



Porém os equipamentos mais modernos possuem estes valores de correção integrados ao seu sistema, ou seja, fazem a correção automaticamente bastando para isso selecionar no equipamento a posição que se deseja executar a medição, como é o caso do TIME 5100.

### 3.4.2 Procedimento de medição

Como visto na Figura 3.2, as engrenagens estudadas são de grande porte, sendo assim, para que os valores de dureza das engrenagens fosse o mais coerente possível, foram realizadas dez repetições de medição em cada engrenagem, sendo cada repetição feita em dentes diferentes em torno de todo o diâmetro.

Dessa forma foram determinadas médias de dureza superficial, uma para cada engrenagem. A escala utilizada pelo durômetro para realizar as medidas foi a Rockwell C (HRC) devido esta ser a mesma escala da dureza conhecida do pinhão, porém como visto na seção 3.3.8, para se determinar a tensão admissível de contato através das equações 3.18 é necessário que a dureza esteja na escala Brinell. Sendo assim foi utilizada uma tabela de conversão de dureza, mostrada na Tabela 3.12.

**Tabela 3.12 - Tabela para conversão de escalas de dureza.**

HRC	HB	HV	HS	HRC	HB	HV	HS
60	654	697	81	40	371	392	54
59	634	674	80	39	362	382	52
58	615	653	78	38	353	372	51
57	595	633	76	37	344	363	50
56	577	613	75	36	336	354	49
55	560	595	74	35	327	345	48
54	543	577	72	34	319	336	47
53	525	560	71	33	311	327	46
52	512	544	69	32	301	318	44
51	496	528	68	31	294	310	43
50	481	513	67	30	286	302	42
49	469	498	66	29	279	294	41
48	455	484	64	28	271	286	41
47	443	471	63	27	264	279	40
46	432	458	62	26	258	272	38
45	421	446	60	25	253	266	38
44	409	434	58	24	247	260	37
43	400	423	57	23	243	254	36
42	390	412	56	22	237	248	35
41	381	402	55	21	236	243	35

Fonte: (METALÚRGICA VERA).

É importante salientar que os valores da Tabela 3.12 são apenas comparativos, pois não existem cálculos para a conversão de uma escala de dureza em outra. Porém diversos bancos de dados foram gerados se fazendo diversos ensaios de dureza diferentes em materiais iguais e comparando os resultados.



## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados de todo o procedimento descrito na metodologia deste trabalho, ou seja, os resultados da tensão de contato sofrida pelas engrenagens, suas respectivas durezas, a tensão de contato admissível para cada engrenagem bem como seus respectivos fatores de segurança AGMA, afim de comprovar que estas estão sofrendo fadiga por desgaste.

### 4.1 Tensão de contato imposta $\sigma_c$

A tensão de contato imposta é determinada através da equação 3.3, porém para que seja possível a utilização dessa equação, é necessário que todos os fatores modificadores  $Z_E$ ,  $K_0$ ,  $K_v$ ,  $K_H$ ,  $Z_R$  e  $Z_I$  sejam previamente conhecidos. As subseções seguintes apresentarão os cálculos de cada um desses fatores.

#### 4.1.1 Cálculo do coeficiente elástico $Z_E$

O coeficiente elástico pode ser calculado através da equação 3.5 ou determinado através da Tabela 3.5, bastando para isso conhecer os materiais do pinhão e da coroa. Neste trabalho o meio adotado foi utilizar a tabela.

Dessa forma, como tanto o pinhão e as engrenagens são feitos em aço, possuem os mesmos módulos de elasticidade ( $E = 207 \text{ Mpa}$ ) e coeficiente de Poisson ( $\nu = 0,3$ ), aplicando esses valores na equação 3.5, obteve-se o seguinte resultado.

$$Z_E = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1 - 0,3^2}{207} + \frac{1 - 0,3^2}{207} \right)} \right]^{1/2} = 190,27 \sqrt{\text{MPa}} \quad (4.1)$$

#### 4.1.2 Determinação do fator de sobrecarga $K_0$

O fator de sobrecarga é determinado com a utilização da Tabela 3.6, para isso se faz necessário conhecer o tipo de fonte de potência e máquina acionada. Como descrito na 3.1.1 a fonte de potência é um motor elétrico, sendo este considerado uma fonte de potência uniforme. Já a máquina acionada trata-se de uma moenda de cana-de-açúcar, podendo esta ser considerada uma máquina acionada de choques moderados.

Aplicando estas informações de fonte de potência e máquina acionada na Tabela 3.6 encontra-se que o fator de sobrecarga  $K_0$  é igual a 1,75.

#### 4.1.3 Cálculo do fator dinâmico $K_v$

O fator dinâmico é obtido através das equações 3.6 e 3.7, porém devem ser conhecidos previamente o número de qualidade AGMA ( $Q_v$ ) e a velocidade do círculo primitivo das engrenagens 6 e 7, sendo esta velocidade determinada através da utilização da equação 3.8.

Antes que se possa utilizar a equação 3.8, se faz necessário conhecer os valores do diâmetro primitivo e da rotação das engrenagens, sendo o valor do diâmetro fornecido através da Tabela 3.2 e a rotação final pela equação a seguir.

$$n_{6,7} = \frac{N_{\text{motor}}}{i_1 \times i_2 \times i_3} \quad (4.2)$$

Onde a rotação do motor é fornecida na Tabela 3.1 e as relações transmissão na Tabela 3.3. substituindo esses valores na equação 4.2 foi encontrado o seguinte valor para a rotação das engrenagens 6 e 7.

$$n_{6,7} = \frac{1050}{3,5454 \times 8,25 \times 4,8261} = 7,44 \text{ rpm} \quad (4.3)$$

Aplicando o resultado da equação 4.3 e o valor do diâmetro na equação 3.8 determinou-se a velocidade  $V$  do círculo primitivo.

$$V = \pi \times 2,553 \times \frac{7,44}{60} \cong 1,00 \text{ m/s} \quad (4.4)$$

Como exposto na seção 3.3.3, o número de qualidade AGMA varia de 3 a 7 para a grande maioria das engrenagens comerciais. Por falta de informações de projeto das engrenagens 6 e 7, uma boa aproximação foi considerar um valor médio de  $Q_v$  para a realização dos cálculos, sendo assim adotou-se  $Q_v$  igual a 5.

Substituindo então o valor do número de qualidade e o resultado apresentado na equação 4.4 nas equações 3.6 e 3.7, obteve-se o seguinte resultado para o fator dinâmico  $K_v$ .

$$K_v = \left( \frac{54,7697 + \sqrt{200 \times 1}}{54,7697} \right)^{0,9148} = 1,23 \quad (4.5)$$

#### 4.1.4 Cálculo do fator de tamanho $K_s$

O fator de tamanho  $K_s$  foi determinado através da equação 3.9, para isso se fez necessário conhecer a largura da face dos dentes das engrenagens 6 e 7, o passo diametral e o fator de forma de Lewis para cada engrenagem.

Na Tabela 3.2 são encontrados os dados de largura de face, módulo e número de dentes das engrenagens 6 e 7. O fator de forma de Lewis foi obtido por interpolação na tabela 3.7 para

engrenagens com 111 dentes, já o passo diametral é dado na equação 3.10. Substituindo-se esses valores na equação 3.9, fazendo as devidas conversões de unidade, encontrou-se o valor do fator de tamanho para as engrenagens em estudo.

$$K_s = 1,192 \left[ \frac{\left( \frac{305}{25,4} \right) \sqrt{0,44986}}{\frac{1}{(23/25,4)}} \right]^{0,0535} = 1,34 \quad (4.6)$$

#### 4.1.5 Cálculo do fator de distribuição de carga $K_H$

O fator de distribuição de carga foi determinado através da equação 3.11, para isso foram determinados todos os termos  $C_{mc}$ ,  $C_{pf}$ ,  $C_{pm}$ ,  $C_{ma}$  e  $C_e$ , com a utilização das equações 3.12, 3.13, 3.14, 3.15 e 3.16, respectivamente.

Como visto na equação 3.12 a escolha do valor para o termo  $C_{mc}$  depende da presença ou não de coroamento nos dentes, como as engrenagens em estudos não possuem dentes coroados obteve-se o seguinte resultado.

$$C_{mc} = 1 \quad (4.7)$$

Para a determinação do termo  $C_{pf}$  primeiro se fez necessário verificar em que intervalo a largura de face se encontrava para a escolha correta entre as equações 3.13. Convertendo-se o valor da largura de face encontrado na Tabela 3.2 para polegadas, foi notado que esta encaixava-se no intervalo da equação 3.13b. Portanto substituindo os valores de largura de face e diâmetro primitivo do pinhão nesta equação foi obtido o seguinte resultado.

$$C_{pf} = \frac{(305/25,4)}{10(529/25,4)} - 0,0375 + 0,0125 \frac{305}{25,4} = 0,1703 \quad (4.8)$$

A determinação do fator  $C_{pm}$  é influenciada pela montagem do pinhão como pode ser observado na equação 3.14 e na Figura 3.12. Para o caso do sistema de engrenagens em estudo, o pinhão é montado de forma centralizada entre os mancais, sendo assim:

$$C_{pm} = 1 \quad (4.9)$$

O fator  $C_{ma}$  é calculado através da equação 3.15 em conjunto com a Tabela 3.8, onde foi considerada a condição de unidade fechada comercial para o sistema, devido as engrenagens serem protegidas por um invólucro quando em operação, como mostra a Figura 4.1.

**Figura 4.1 - Trem de engrenagens protegido quando em operação.**



Fonte: Própria (2018).

Sendo assim substituindo os valores de A, B e C extraídos da Tabela 3.8 na equação 3.15, foi obtido o seguinte resultado para  $C_{ma}$ .

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 \frac{305}{25,4} - 0,930 \times 10^{-4} \left( \frac{305}{25,4} \right)^2 = 0,3033 \quad (4.10)$$

O fator  $C_e$  leva em consideração a ocorrência ou não de ajustes na montagem das engrenagens para o melhoramento do contato entre os dentes. Como dito na seção 3.2 as engrenagens passaram por um processo de lapidação para corrigir as imperfeições criadas pelo processo de retificação ao qual os dentes foram submetidos, como mostra a Figura 3.7.

Sendo assim, o fator  $C_e$  foi determinado através da equação 3.16 para engrenamento ajustado por lapidação, ou seja:

$$C_e = 0,8 \quad (4.11)$$

Substituindo os resultados de cada fator apresentados através equações 4.7 a 4.11 na equação 3.11, encontrou-se o seguinte resultado par o fator de destruição de carga  $K_H$ .

$$K_H = 1 + 1(0,1703 \times 1 + 0,3033 \times 0,8) = 1,41 \quad (4.12)$$

#### **4.1.6 Determinação do fator de condição superficial $Z_R$**

Como visto na seção 3.3.6, o fator de condição superficial é influenciado pelo acabamento da superfície dos dentes. Sendo que por recomendação da AGMA o valor de  $Z_R$  deve ser maior que a unidade quando algum efeito residual desse acabamento estiver presente, e como dito anteriormente as engrenagens passaram por um processo de lapidação. Sendo assim adotou-se um fator de condição superficial  $Z_R$  igual a 1,10.

#### 4.1.7 Cálculo do fator geométrico para resistência ao crateramento $Z_I$

O fator geométrico é determinado através da equação 3.17, para isso é necessário se conhecer os valores de ângulo de pressão, relação de transmissão e fator de compartilhamento de carga das engrenagens 6 e 7.

A Tabela 3.2 apresenta os valores para o ângulo de pressão de cada engrenagem, já as relações de transmissão são mostradas na Tabela 3.3, sendo a relação de transmissão das engrenagens 6 e 7 a  $i_3$  como mostrado na Figura 3.6. E para engrenagens cilíndricas de dentes retos o fator de compartilhamento de carga  $m_N$  é igual a 1. Substituindo essas informações na equação 3.17 para o fator  $Z_I$  obteve-se o seguinte resultado.

$$Z_I = \frac{\cos 20^\circ \times \sin 20^\circ}{2} \frac{4,8261}{4,8261 + 1} = 0,1331 \quad (4.13)$$

#### 4.1.8 Cálculo da tensão de contato imposta

A determinação da tensão de contato imposta é feita com a utilização da equação 3.3, bastando para isso o conhecimento dos dados geométricos das engrenagens, a carga transmitida e os fatores modificadores de tensão apresentados nas seções 3.3.1 a 3.3.7.

Os dados geométricos de largura de face e diâmetro primitivo são apresentados na Tabela 3.2, a carga transmitida nas engrenagens 6 e 7 é encontrada na equação 3.2, e os resultados dos fatores modificadores são apresentados de forma resumida na Tabela 4.1.

**Tabela 4.1 - Resultados dos fatores modificadores para tensão de contato imposta.**

Fatores	Resultados	Subseção
$Z_E$	190,27 v(MPa)	4.1.1
$K_0$	1,75	4.1.2
$K_v$	1,23	4.1.3
$K_s$	1,34	4.1.4
$K_H$	1,52	4.1.5
$Z_R$	1,10	4.1.6
$Z_I$	0,1331	4.1.7

Fonte: Própria (2018).

Dessa forma, substituindo esses resultados na equação 3.3 foi obtido o seguinte resultado para a tensão de contato a qual os dentes das engrenagens 6 e 7 são submetidos.

$$\sigma_c = 190,27 \sqrt{201,14 \times 1000 \times 1,75 \times 1,23 \times 1,34 \times \frac{1,41}{529 \times 305} \frac{1,1}{0,1331}} \quad (4.14)$$

$$\sigma_c = 1234,70 \text{ MPa}$$

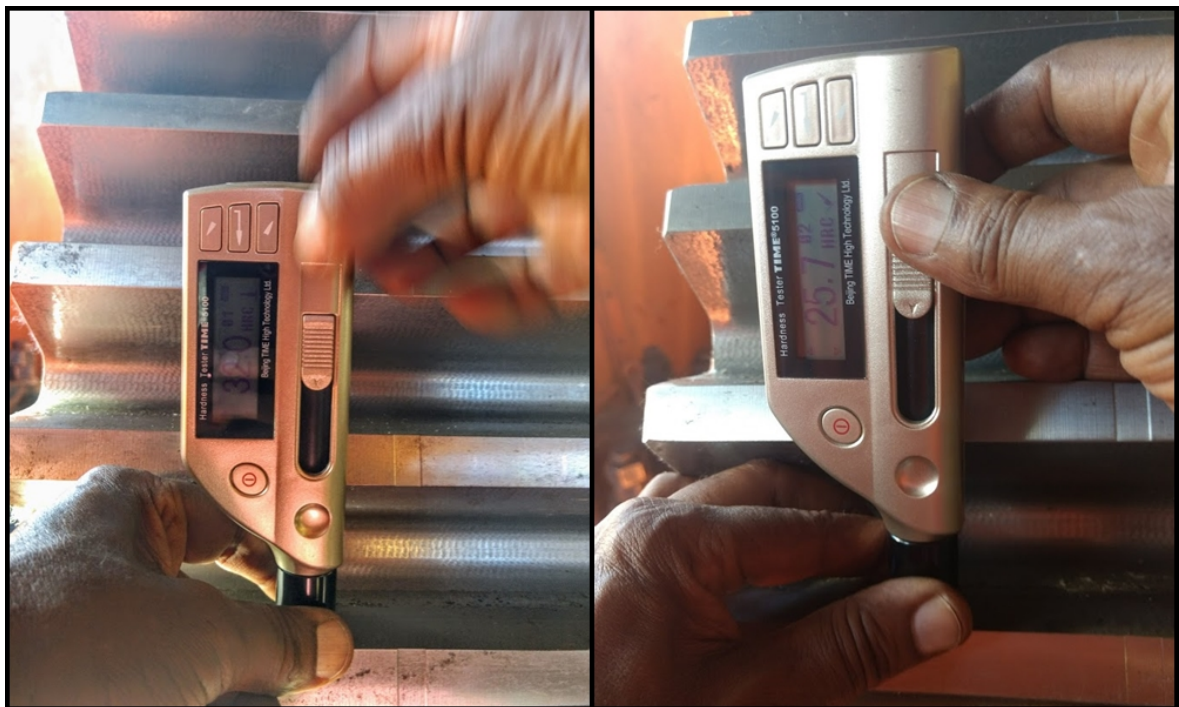
O resultado mostrado na equação 4.14 apresenta o valor da tensão de contato que ocorre nos dentes das engrenagens quando estas estão em funcionamento. Dessa forma para que as engrenagens 6 e 7 não sofressem fadiga por desgaste, o limite de resistência a fadiga por contato dessas engrenagens deveria ser maior do que a tensão de contato a que estas são submetidas em operação, porém isso não acontece, como será mostrado a seguir.

## 4.2 Resultados da medição de dureza

Como descrito na seção 3.4 as medições de dureza superficial dos dentes das engrenagens 6 e 7 foram realizadas com a utilização de um durômetro portátil que opera pelo método de rebote (descrito na seção 3.4.1).

Para a determinação das durezas foram feitas 10 medições em 10 dentes diferentes em torno de cada uma das engrenagens, como descrito anteriormente na seção 3.4.2. Nas Figura 4.2 e 4.3 são apresentadas fotografias do momento da medição em cada engrenagem, já Tabela 4.2 apresenta o resultado de cada medição e médias feitas para cada engrenagem.

**Figura 4.2 - Amostras das verificações de dureza na engrenagem 6.**



Fonte: Própria (2018).



A partir da Figura 4.2 acima é possível observar a influência do tamanho da engrenagem nas propriedades do material, enquanto a medição em um dente apresentou uma dureza de 32 HRC, em um outro a dureza medida foi de 25,7 HRC. Também é possível observar nessa figura a seleção da posição na qual será realizada a medição, sendo mostrada através de uma seta ao lado da escala de dureza utilizada.

**Figura 4.3 - Amostra da verificação de dureza na engrenagem 7.**



Fonte: Própria (2018).

**Tabela 4.2 - Resultados das medições de dureza superficial das engrenagens 6 e 7.**

Medição	Dureza superficial [HRC]	
	Engrenagem 6	Engrenagem 7
1	24,30	25,50
2	25,70	25,80
3	24,30	26,30
4	27,60	25,60
5	28,20	30,90
6	28,20	27,00
7	32,50	28,40
8	32,00	25,50
9	27,60	28,20
10	29,60	27,80
<b>Média</b>	28,00	27,10

Fonte: Própria (2018).

Como dito anteriormente a escala escolhida no durômetro foi a Rockwell “C” (HRC) pelo fato de a dureza conhecida do pinhão estar nessa mesma escala, porém para que fosse possível a utilização das equações 3.18 os valores médios das durezas encontradas para cada engrenagem deveriam estar na escala Brinell (HB). Dessa forma foi utilizada uma tabela comparativa de escalas de dureza (apresentada na Tabela 3.12) para fazer a conversão. A tabela abaixo apresenta os valores médios para a dureza de cada engrenagem após a conversão.

**Tabela 4.3 - Resultado da conversão HRC-HB.**

Dureza superficial	Dureza superficial
Engrenagem 6	Engrenagem 7
271 HB	264,7 HB

Fonte: Própria (2018).

#### 4.3 Cálculo limite de resistência a fadiga por contato $S_c$

O limite de resistência a fadiga é determinado pelas equações 3.18 fornecidas pela AGMA. Para as engrenagens dessa análise foi considerado o grau 1 de procedimentos metalúrgicos, sendo assim foi utilizada a equação 3.18a para a determinação o  $S_c$  de cada engrenagem

$$S_{c,6} = 2,22 \times 271 + 200 \text{ MPa} = 801,62 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

$$S_{c,7} = 2,22 \times 264,7 + 200 \text{ MPa} = 787,63 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

#### 4.4 Limite de resistência a fadiga por contato corrigido

A correção da tensão de contato é feita para levar em consideração o fato de que as equações 3.18 para a determinação do limite de resistência a fadiga por contato  $S_c$  foi desenvolvida para uma vida de  $10^7$  ciclos e uma confiabilidade de 99%, sendo que isso nem sempre as engrenagens possuem esses dados de vida e confiabilidade.

Foram acrescentados pela AGMA mais dois fatores para a correção da tensão de contato, o fator de temperatura, que leva em conta temperatura em operação, e um fator de razão de dureza, que leva em conta a diferença da resistência do pinhão e da coroa. A tensão de contato corrigida ( $S_{c, \text{corrigida}}$ ) é dada pelo numerador da equação 3.19. Dessa forma obteve-se a seguinte equação.

$$S_{c, \text{corrigida}} = \frac{S_c Z_N Z_w}{Y_\theta Y_Z} \quad (4.17)$$

Sendo  $S_c$  já conhecido para cada uma das engrenagens 6 e 7 e os fatores de ciclagem de tensão, razão de dureza, temperatura e confiabilidade determinados nas subseções a seguir.

#### 4.4.1 Cálculo do fator de ciclagem $Z_N$

O fator de ciclagem de tensão é determinado com a utilização da Figura 3.14, bastando para isso se conhecer o número de ciclos de tensão até o início do desgaste dos dentes. Como dito na seção 3.2, a descoberta da ocorrência do desgaste ocorreu 15 dias após o início da operação, dessa forma afim de se comprovar que as engrenagens 6 e 7 não possuem resistência ao desgaste para uma vida infinita, foi considerada uma quantidade de ciclos de  $10^7$ , obtendo-se então um valor para  $Z_N$  igual a 1.

#### 4.4.2 Cálculo do fator de razão de dureza $Z_w$

Como dito na seção 3.3.10, o fator de razão de dureza para o caso das engrenagens em análise depende de dois fatores, a dureza superficial das engrenagens e da rugosidade dos dentes do pinhão, porém este último não pôde ser determinado, e por se tratar de engrenagens cilíndricas de dentes retos, uma boa estimativa é de se adotar  $Z_w$  igual a 1.

#### 4.4.3 Cálculo do fator de temperatura $Y_\theta$

O fator de temperatura foi descrito na seção 3.3.11, onde para sistemas de engrenagens operando com temperatura abaixo de  $120^\circ\text{C}$ , como no caso sistema em estudo, o fator  $Y_\theta$  é igual a 1.

#### 4.4.4 Cálculo do fator de confiabilidade $Y_Z$

Como foi dito na seção 3.3.12, o fator de confiabilidade é determinado através da Tabela 3.9 de acordo com a confiabilidade desejada para as engrenagens. Para esse estudo, será adotada uma confiabilidade de 99% para as engrenagens 6 e 7. Dessa forma o fator de confiabilidade obtido na Tabela 3.9 foi  $Y_Z$  igual a 1.

#### 4.4.5 Cálculo do limite de resistência a fadiga por contato corrigido

Aplicando os resultados apresentados nas seções 4.4.1 a 4.4.4 na equação 4.17 obteve-se o seguinte resultado para as tensões de contato corrigida para cada uma das engrenagens em estudo.

$$\begin{aligned}
 S_{c,\text{corrigida}}^6 &= \frac{801,62 \times 1 \times 1}{1 \times 1} = 801,62 \text{ MPa} \\
 S_{c,\text{corrigida}}^7 &= \frac{787,63 \times 1 \times 1}{1 \times 1} = 787,63 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{4.21}$$

#### 4.4.6 Cálculo do fator de segurança $S_H$ associado a transmissão em questão

O fator de segurança AGMA para contra falha por crateramento foi utilizado neste estudo como um critério para avaliar se o desgaste dos dentes das engrenagens 6 e 7, observado na inspeção visual, ocorreu devido a insuficiência de resistência ao desgaste dessas engrenagens ou devido a outros motivos.

Para isso foi utilizada a equação 3.19, que nada mais é que uma razão entre a tensão de contato corrigida e a tensão de contato imposta. Sendo assim, substituindo os resultados das equações 4.14 e 4.21 na equação 3.19, foram obtidos os seguintes valores de  $S_H$  para cada engrenagem.

$$S_{H,6} = \frac{801,62}{1234,70} = 0,65$$

$$S_{H,7} = \frac{787,63}{1234,70} = 0,64$$
(4.22)

Dessa forma, pelo resultado das equações 4.22 terem sido menor que a unidade, fica comprovado que as engrenagens não possuem resistência suficiente para ter uma vida infinita de no mínimo  $10^7$  ciclos de tensão. Sendo assim se faz necessário determinar qual a vida útil dessas engrenagens para a atual condição de trabalho e a tensão de contato admissível, ou seja, a tensão de contato máxima que as engrenagens 6 e 7 podem ser submetidas para não sofrerem falha por fadiga de contato.

#### 4.5 Tempo necessário para o início do desgaste

Como foi comprovado que as engrenagens não possuem uma vida infinita, se fez necessário descobrir o número de ciclos de tensão realizados até o início do desgaste. Para isso foi utilizada a equação 3.4, onde o fator  $Z_N$  foi substituído pela equação apresentada na Figura 3.14 para um número de ciclos menor que  $10^7$  e o fator de segurança  $S_H$  foi considerado igual a um para se determinar quantos ciclos são suportados quando as engrenagens estão submetidas a tensão de contato imposta determinada na equação 4.14.

Após serem feitas as substituições acima citadas a seguinte equação foi obtida para a determinação do número de ciclos  $N$ , até que o desgaste tivesse início.

$$N = \left[ \frac{\sigma_c \times S_H}{2,466 \times S_c} \right]^{-\frac{1}{0,056}}$$
(4.23)

Substituindo os valores de  $S_H$ ,  $\sigma_c$  encontrado na equação 4.14, e os resultados de limite de resistência ao crateramento das engrenagens 6 e 7 encontradas nas equações 4.15 e 4.16,

respectivamente, na equação 4.23 foram encontrados os seguintes resultados para as engrenagens.

$$\begin{aligned} N_6 &= \left[ \frac{1234,70 \times 1}{2,466 \times 801,62} \right]^{-\frac{1}{0,056}} = 4467,77 \text{ ciclos} \\ N_7 &= \left[ \frac{1234,70 \times 1}{2,466 \times 787,63} \right]^{-\frac{1}{0,056}} = 3262,80 \text{ ciclos} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Os resultados acima podem ser convertidos número de dias até o início da falha através da equação 4.25.

$$T = \frac{N}{n_{6,7} \times 60} \quad (4.25)$$

Onde:

N é o número de ciclos;

T é o tempo em horas até o início do desgaste;

$n_{6,7}$  é rotação das engrenagens 6 e 7 (apresentado na equação 4.3).

Substituindo os valores das equações 4.24 na equação 4.25 para cada engrenagem, foram encontrados os seguintes resultados.

$$\begin{aligned} T_6 &= \frac{4467,77}{7,44 \times 60} = 10,00 \text{ horas} \\ T_7 &= \frac{3262,80}{7,44 \times 60} = 7,31 \text{ horas} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Esses resultados eram esperados, uma vez que o desgaste em questão foi detectado pelas primeiras inspeções visuais feitas 15 dias após o início da operação, como mostram as Figuras 3.8 e 3.9.

## 5 CONCLUSÕES

Com base nas verificações visuais feitas durante o período em que as engrenagens analisadas por este trabalho se encontravam em operação, foram encontrados indícios de desgaste superficial em seus dentes após os primeiros 15 dias de operação. A partir da identificação do surgimento precoce de micro-pittings na região de contato dos dentes, surgiu a necessidade de se investigar a causa desse desgaste prematuro.

Com os resultados apresentados por este trabalho conclui-se que as engrenagens 6 e 7 não suportam as severas condições de trabalho a que são submetidas. Sendo assim, possíveis correções devem ser analisadas para que essas engrenagens possam chegar a suportar no mínimo  $10^7$  ciclos de tensão sem sofrer fadiga superficial, o equivalente a uma vida útil de 5 anos (ou 5 safras como é medida vida útil em usinas de cana-de-açúcar), que é a durabilidade mínima satisfatória para engrenagens desse porte que torna viável o alto investimento que estas representam.

A primeira alternativa analisada foi a diminuição da potência transmitida, pois através do procedimento descrito na seção 3.5 foi encontrado que cada engrenagem tem capacidade de transmitir apenas 120 kW de potência, sendo assim a potência do motor não deveria exceder os 240 kW, o que não é possível devido ao atual ritmo produtivo da usina onde estas engrenagens estão instaladas.

Outra alternativa para que as engrenagens possuíssem uma vida satisfatória e suportassem as atuais condições de operações é modificação de seus dados geométricos como módulo e largura de face. Foi encontrado então que para suportar essas condições as engrenagens deveriam possuir módulo de 76 mm, o que resultaria em um diâmetro primitivo de 8,5 m, ou uma largura de face de 2,36 m. Ou seja, não é viável reduzir a tensão de contato através das alterações na geometria das engrenagens em questão.

Dessa forma a solução mais viável para o aumento da vida útil dessas engrenagens é o aumento da resistência à fadiga por contato. Através do procedimento descrito na seção 3.5 foi encontrado que a dureza superficial dos dentes das engrenagens deve ser de 577 HB, o que resultaria num limite de resistência ao crateramento de 1481,65 Mpa, ou seja, aproximadamente o dobro da resistência a fadiga superficial atual. Para que isso seja possível se faz necessária a aplicação de um tratamento térmico (ou termoquímico) ou uma nova seleção de material, para então se obter a dureza necessária na superfície dos dentes, para que estes suportem as severas condições de trabalho causadas pelo crescente ritmo produtivo.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM A 956 - 6**: Standard Test Method for Leeb Hardness Testing of Steel Products. [S.l.]: [s.n.], 2006. 1-7 p.

BEIJING TIME HIGH TECHNOLOGY LTD. Centro de produtos. **Time Group Inc.** Disponível em: <[http://pt.tgindt.com/products\\_detail/productId=31.html](http://pt.tgindt.com/products_detail/productId=31.html)>. Acesso em: 5 Abril 2018.

GE MEASUREMENT & CONTROL. Dureza de Materiais. **Açobril**. Disponível em: <<http://www.acobril.com.br/wp-content/uploads/2014/02/Dureza-de-Materiais.pdf>>. Acesso em: 21 Abril 2018.

IBR REDUTORES. Conheça um pouco mais sobre as engrenagens. **Site da IBR Redutores**, 2016. Disponível em: <<http://www.redutoresibr.com.br/pt/Noticia/conheca-um-pouco-mais-sobre-as-engrenagens>>. Acesso em: 26 abril 2018.

KODA, F. **ESTUDO DA FADIGA DE CONTATO EM ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS**. UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. Curitiba. 2009.

MARAT-MENDES, R. **ENGRENAGENS**. Instituto Politécnico de Setúbal. Setúbal, p. 23-31. 2012.

MARTINEZ, J. A. B. **COMPARAÇÃO DA RESISTÊNCIA AO DESGASTE POR FADIGA DE CONTATO DE ENGRENAGENS FABRICADAS EM AÇO AISI 4140 E FERRO FUNDIDO NODULAR AUSTEMPERADO**. UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. Curitiba. 2011.

METALÚRGICA VERA. Tabela de conversão de durezas. **Metalúrgica Vera**. Disponível em: <<http://metalurgicavera.com.br/produtos/TABELA-DE-CONVERSAO-DE-DUREZAS.php>>. Acesso em: 28 Março 2018.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4<sup>a</sup>. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SHIGLEY, J. E.; MISCHEKE, C. R. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7<sup>a</sup>. ed. Porto Alegre: Bookman, 2008.